

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

А. Д. Трухний

СТАЦИОНАРНЫЕ ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ



 www.enek.ru

А.Д.Трухний

СТАЦИОНАРНЫЕ ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

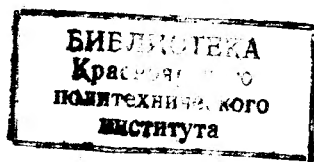
2-е издание, переработанное и дополненное



МОСКВА ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ 1990

ББК 31.363
Т 80
УДК 621.165

Рецензент А. К. Киш



Трухний А. Д.

Т 80 Стационарные паровые турбины.— 2-е изд., перераб. и доп.— М.: Энергоатомиздат, 1990.— 640 с.: ил.

ISBN 5-283-00069-9

Рассмотрена теория теплового процесса, описаны конструкции паровых турбин для ТЭС, ТЭЦ и АЭС, освещены принципы эксплуатации паровых турбин и паротурбинных установок различного назначения. Обилие схем и чертежей позволяет читателю усвоить устройство паровой турбины и смежного оборудования электростанции, основные принципы поддержания нормальной работы в различных режимах, изучить причины аварий и неполадок и меры по их устранению.

Для среднего технического персонала электростанций. Может быть использована учащимися энергетических специальностей.

Т 2203050000-276 197-89
051(01)-90

ББК 31.363

ISBN 5-283-00069-9

© Энергоиздат, 1981
© Автор, с изменениями, 1990

ПРЕДИСЛОВИЕ

Быстрое развитие энергетики вообще и турбиностроения в частности, свидетелями которого мы являемся, требует от широкого круга инженеров — конструкторов, монтажников, наладчиков и эксплуатационного персонала электростанций глубокого понимания процессов, происходящих в турбине при самых различных режимах работы, хорошего знания конструкции ее деталей и узлов, безукоризненного знания и понимания существа правил и инструкций по эксплуатации.

Со времени выхода в свет первого издания книги (Трухний А. Д., Лосев С. М. Стационарные паровые турбины/Под ред. Б. М. Трояновского. М.: Энергоиздат, 1981) литература по турбинам пополнилась рядом замечательных книг, к числу которых в первую очередь следует отнести серию монографий сотрудников Харьковского турбинного завода под редакцией Ю. Ф. Косяка по турбинам К-160-130, К-300-240, К-500-240, по эксплуатации турбин АЭС, учебник А. Г. Костюка для вузов по динамике и прочности турбомашин, монографии Ю. В. Котова, В. В. Кротова и Г. А. Филлипова по оборудованию атомных электростанций, Е. Р. Плоткина и А. Ш. Лейзеровича по пусковым режимам паровых турбин энергоблоков, Г. С. Самойловича и Б. М. Трояновского по переменным и переходным режимам паровых турбин. Эти книги, однако, рассчитаны на достаточно высокую квалификацию читателя (исключение, пожалуй, составляет книга Ю. Ф. Косяка, В. И. Галацана и В. А. Палея «Эксплуатация турбин

АЭС») и не могут служить пособием для широкого круга читателей с подготовкой на уровне средней школы.

Настоящая книга, как и ее первое издание, рассчитана именно на такой круг читателей и ставит перед собой задачу ознакомить его со всем комплексом вопросов, связанных с конструкцией, монтажом и эксплуатацией современных паровых турбин.

Предлагаемая вниманию читателей книга существенно переработана по сравнению с первым изданием в соответствии с тенденциями и проблемами развития турбостроения и теми пожеланиями, которые получил автор от читателей первого издания.

Практически во все разделы книги внесены дополнительные материалы, отражающие специфику турбин для АЭС. В частности, это относится к конструкциям таких деталей и узлов атомных турбин, как корпуса, подшипники, диафрагмы, обоймы, парораспределительные и защитные органы, к пусковым схемам и особенностям пуска и остановки и некоторым другим режимам эксплуатации.

Глава первая существенным образом переработана в направлении более строгого термодинамического обоснования роли паровой турбины в процессе преобразования теплоты в работу. Особое внимание уделено свойствам воды и водяного пара, без знания которых невозможно понять процессы, происходящие в турбине, и выполнить даже элементарные количественные оценки.

Главы вторая и третья первого издания, посвященные тепловому процессу турбинной ступени и много-

ступенчатой турбины, объединены в одну главу (гл. 2) и полностью переработаны с учетом того, что в настоящей книге они не могут служить пособием по расчету тепловой схемы и тепловому расчету ступени или всей проточной части, а должны лишь давать теоретическую основу для ясного понимания процессов преобразования энергии в турбине.

Коренной переработке подверглась четвертая глава первого издания (гл. 3), в которой рассмотрены материалы и конструкции деталей и узлов турбины. В ней даны представления о вязкости разрушения, характеризующей сопротивление материала хрупкому разрушению, без понимания природы которого сегодня уже нельзя усвоить многие требования пусковых инструкций. Материал этой главы существенно перестроен под углом его изложения от простого к сложному.

В пятую главу первого издания (гл. 4), посвященную смазке, регулированию и защите турбоагрегатов, включены описания этих систем для мощных турбоагрегатов, описаны конструкции новых регулирующих и стопорных клапанов, в том числе для турбин АЭС.

Из седьмой главы первого издания (гл. 6) исключены описания ряда конденсационных турбин малой мощности, но в ней подробно описаны новые турбины для ТЭС и АЭС: К-500-240-4 и К-1000-60/3000 ЛМЗ, К-750-65/3000 и К-1000-60/1500 ХТЗ двух модификаций (с боковыми и подвальными конденсаторами).

Из восьмой главы первого издания (гл. 7) исключены описания теплофикационных турбин с начальным давлением 9 МПа, но в нее введены подробные описания новых мощных теплофикационных турбин: Т-175/210-130 ТМЗ, ТК-450/500-60 ТМЗ для АЭС, Т-180/210-130-1 и Т-180/215-2 ЛМЗ, а также рассмотрены мощные конденсационные турбины с большими нерегулируемыми отборами пара типа

КТ-1070-60/1500 и КТ-1100-60/1500 ХТЗ для теплофикации.

В отдельную главу (гл. 8) выделено описание турбин для привода питательных насосов и воздухоподогревателей, в ней рассмотрены особенности их работы в составе энергоблока.

В девятую главу дополнительно включены показатели надежности: безотказность, ремонтпригодность, межремонтный период, коэффициент готовности и другие, без представления о которых трудно обеспечить эффективную эксплуатацию.

Существенно переработана однанадцатая глава, освещающая неполадки и аварии узлов и деталей паровых турбин. Здесь нашли дополнительное освещение такие явления, как язвенная коррозия рабочих лопаток, коррозионное растрескивание дисков, разрушение ободов дисков от ползучести, стеснение расширений турбоагрегатов на фундаменте и ряд других.

В четырнадцатую главу введен специальный раздел, посвященный пуску энергоблоков АЭС.

С учетом остроты проблемы маневренности для энергосистем в настоящее время в пятнадцатую главу введены материалы по требованиям к маневренности: регулировочному диапазону энергоблоков, скорости изменения нагрузки внутри него, длительности пусков из различных тепловых состояний и т. д.

Хотя настоящая книга написана для мастеров и среднего эксплуатационного персонала электростанций, она, как показал опыт использования первого издания, будет полезна студентам вузов при выполнении ими курсовых и дипломных проектов, при изучении вопросов эксплуатации.

Автор настоятельно рекомендует читателям внимательно изучать приведенные в книге примеры (их более 400) и после изучения каждой главы осуществлять самоконтроль усвоения материала путем ответов на вопросы, приведенные в конце каждой главы.

Вместе с тем отдельные главы книги в определенной степени являются автономными: читателю, представляющему тепловой процесс в турбине, нет необходимости изучать первые две главы, хорошо знающему конструкцию турбины — третью главу и т. д.

В настоящем издании за редким исключением использована международная система единиц (СИ), перевод которых в нестандартные единицы приведен в приложении 2.

В конце книги приведен список литературы, которым читатель может

воспользоваться для углубления своих знаний в том или ином вопросе.

Автор выражает благодарность коллективу кафедры паровых и газовых турбин МЭИ, особенно проф. Б. М. Трояновскому и доценту С. Н. Вертелину, рецензенту А. К. Киршу и научному редактору В. Г. Фейману за помощь в подготовке рукописи.

Замечания и пожелания по книге автор просит направлять в Энергоатомиздат по адресу: 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10.

Автор

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

A — амплитуда колебаний, м, мм, мкм	G — расход пара, кг/с
a_s — скорость звука, м/с	G_y — утечка пара, кг/с
a_1, a_2 — ширина каналов на выходе соответственно для сопловой и рабочей решеток, м, мм	$G_{x.x}$ — расход пара на холостом ходу, кг/с
B — количество топлива, кг, т; барометрическое давление, Па, мм рт. ст.	G_k — расход пара в конденсатор, кг/с
B_1, B_2 — ширина соответственно сопловой и рабочей решеток, м	H — вакуум, мм рт. ст., Па; напор насоса, м
b — хорда профиля, м	H_0, H_i — располагаемый и использованный теплоперепад ступени, кДж/кг
C — циркуляционная сила, Н	H_0^i, H_i^i — располагаемый и использованный теплоперепад турбины, кДж/кг
c — скорость, м/с	h — энтальпия, кДж/кг
c_0, c_1, c_2 — скорость соответственно перед сопловой, за сопловой и за рабочей решетками, м/с	h_0 — энтальпия пара перед турбиной, кДж/кг; энтальпия пара перед ступенью, кДж/кг
c_{ϕ} — фиктивная скорость, м/с	h_1, h_2 — энтальпия пара перед и за рабочей решеткой ступени, кДж/кг
D_y — диаметр уплотнения, м	$h_{п.в}$ — энтальпия питательной воды, кДж/кг
d — средний диаметр ступени, м	h_k — энтальпия пара на выходе из турбины, кДж/кг
d_s — удельный расход пара, кг/(кВт·ч)	h'_k — энтальпия конденсата, кДж/кг
d_b — диаметр вала, м	l — удельная работа, кДж/кг; длина, м
E — модуль упругости, Па	l_1, l_2 — высоты сопловой и рабочей лопаток, мм, м
E_0 — располагаемая энергия ступени, кДж/кг	m — масса, кг; число венцов в ступени; кратность охлаждения
e — степень парциальности; эксцентриситет центра тяжести сечения вала, мм; смещение шейки вала в вкладыше подшипника, мм	n — частота вращения, 1/с
F — площадь, м ² ; сила, Н	P — мощность, кВт; сила, Н
f — частота сети, частота колебаний, Гц	P_s, P_i, P_0, P_e — соответственно электрическая, внутренняя, располагаемая мощности и мощность на муфте, кВт, МВт
f_d — динамическая частота собственных колебаний рабочих лопаток, Гц	p — давление, Па; круговая частота собственных коле-
$f_{в.с}$ — частота возмущающих сил, Гц	

баний, рад/с; удельное давление в подшипнике, Па	x — координата; степень сухости; коэффициент холостого хода
$p_0, p_{п.п.}, p_k$ — давление перед турбиной, в промежуточном пароперегревателе и за турбиной, Па	$x_\phi = u/c_\phi$ — отношение скоростей
p_0, p_1, p_2 — давление перед сопловой решеткой, перед и за рабочей решеткой, Па	y — степень влажности; смещение при колебаниях, мм
q — удельная теплота, кДж/кг; контактное давление во фланце, Па; показатель степени параболы	z — число гребней в уплотнении
q_3 — удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч)	z_1, z_2 — число лопаток в сопловой и рабочей решетках ступени
R — универсальная газовая постоянная, Дж/(кг·К); сила, Н	α — коэффициент неравномерности графика нагрузки
R_y — осевое усилие, Н	α_1, α_2 — абсолютные углы выхода потока из сопловой и рабочей решеток, град
R_u, R_a — окружная и осевая составляющие силы, действующей на рабочие лопатки, Н	α_y — угол установки профилей в сопловой решетке, град
r — теплота парообразования и конденсации, Дж/г; радиус, м	α_r — коэффициент линейного расширения, 1/К, 1/°С
T — абсолютная температура, К	β — плотность графика нагрузки
t — температура по столбчатой шкале, °С; шаг решетки, м, мм	β_1, β_2 — относительные углы выхода потока из сопловой и рабочей решеток, град
$t_0, t_{п.п.}, t_k$ — температура перед турбиной, после промежуточного перегрева и на выходе из турбины, °С	β_y — угол установки профилей в рабочей решетке, град
t_n — температура насыщения, кипения, конденсации, °С	Δ — толщина гребня в уплотнении, мм; зазор в подшипнике, мм
t_b — температура охлаждающей воды, °С	ΔH — потери энергии, кДж/кг
u — окружная скорость, м/с; внутренняя энергия, Дж/кг	ΔP — потери мощности, кВт
V — вакуум, %	Δt_b — нагрев охлаждающей воды в конденсаторе, °С
v — удельный объем, м³/кг; скорость, м/с	δ — зазор в уплотнении, мм; степень неравномерности системы регулирования, %; относительное удлинение при разрыве
v_k — удельный объем пара за турбиной, м³/кг	δt — температурный напор, °С
W — расход охлаждающей воды, кг/с, м³/ч	ε — отношение давлений в сопле решетки; степень нечувствительности системы регулирования, %
ω_1, ω_2 — относительная скорость пара на входе в рабочую решетку и на выходе из нее, м/с	ε_c — критическое отношение давлений
	ζ — коэффициент потерь в решетке
	η — КПД; логарифмический декремент колебаний
	η_t — термический КПД цикла
	$\eta_\varepsilon, \eta_{\varepsilon_3}$ — абсолютный и относительный электрический КПД

η_{oi} — относительный внутренний КПД
 η_m — механический КПД
 $\eta_{э.г}$ — КПД электрического генератора
 λ — теплопроводность, Вт/(м·К)
 μ — коэффициент расхода; коэффициент Пуассона; вязкость, Па·с
 ξ — относительная потеря энергии в ступени
 ρ — плотность материала, кг/м³; степень реактивности
 σ — напряжение, Па, Н/м²
 $\sigma_B, \sigma_s, \sigma_{уст}, \sigma_n, \sigma_{д.п}$ — соответственно

пределы прочности, текучести, усталости, ползучести и длительной прочности, Па
 τ — время, с, мин, ч
 χ — удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении, кВт·ч/Гкал
 φ — коэффициент скорости для сопловой решетки
 ψ — коэффициент скорости для рабочей решетки; относительный зазор в подшипнике
 Ω — кольцевая площадь турбинной решетки, м²; угловая скорость прецессии, рад/с

Принципы работы и конструкции элементов паровой турбины и паротурбинной установки

Глава первая

ПРОЦЕСС ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ТЕПЛОТЫ В РАБОТУ НА ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ

1.1. ТИПЫ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Производство электроэнергии в нашей стране осуществляется тепловыми электрическими станциями — крупными промышленными предприятиями, на которых неупорядоченная форма энергии — теплота — преобразуется в упорядоченную форму — электрический ток. Неотъемлемым элементом мощной современной электростанции является паротурбинный (или газотурбинный) агрегат — совокупность паровой (или газовой) турбины и приводимого ею электрического генератора — электрической машины, преобразующей механическую энергию вращения ротора в электрическую энергию. В свою очередь турбина — это машина, в которой тепловая энергия рабочего тела (пара или газа) преобразуется в механическую энергию.

Тепловые электрические станции отличаются друг от друга тем, каким образом на них получают пар, обладающий запасом потенциальной энергии и могущий совершать работу в турбине. В настоящее время на большинстве электростанций пар для их работы получается в паропроизводящих установках в результате химической энергии сжигаемого топлива (угля, нефти,

газа и т. д.). Именно за этими станциями сохраняется традиционное название — тепловые электрические станции (ТЭС). Те из них, основным назначением которых является производство электрической энергии, называются конденсационными, или сокращенно КЭС. Те ТЭС, которые кроме электроэнергии в большом количестве отпускают теплоту, например для нужд промышленного производства, отопления зданий и т. д., называются теплоэлектростанциями (ТЭЦ). Впрочем, такое деление становится все более и более условным: многие КЭС отпускают потребителям в большом количестве теплоту, и наоборот, для многих ТЭЦ выработка электроэнергии является столь же важной задачей, как и производство теплоты.

Наиболее крупные электростанции называются ГРЭС — государственными районными электростанциями. Как правило, ГРЭС имеют мощность более 1 млн. кВт и оборудованы энергетическими блоками мощностью 160—1200 МВт.

Тепловые электростанции, на которых для получения пара используется энергия расщепления ядерного топлива, называются атомными (АЭС). Атомные электростанции имеют целый ряд преимуществ перед тепловыми электростанциями на органическом топливе,

в частности они обеспечивают выработку более дешевой электроэнергии.

Электростанции, расположенные в одном районе, объединяют для работы на общую электрическую сеть — энергосистему. К концу одиннадцатой пятилетки в стране работало 100 районных энергосистем, из которых 97 входит в состав 11 объединенных энергосистем (ОЭС) общей мощностью 315 млн. кВт. Сейчас в СССР создана Единая энергетическая система (ЕЭС СССР), в которую входят девять ОЭС общей мощностью около 270 млн. кВт.

1.2. ПРОИЗВОДСТВО ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ И ТЕПЛОТЫ НА ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ

Тепловая электростанция — это предприятие, продукцией которого является электроэнергия, а также теплота, отпускаемая в виде пара или горячей воды, а «сырьем» — органическое топливо (уголь, нефть, мазут, торф, сланцы и др.). Оборудование электростанции как раз и служит для экономичного преобразования химической энергии топлива в электрическую.

Рассмотрим для конкретности технологический процесс производства электроэнергии и тепла на ТЭС, работающей на угле (рис. 1.1).

Основными элементами рассматриваемой электростанции являются котельная установка, производящая пар высоких параметров; турбинная или паротурбинная установка, преобразующая теплоту пара в механическую энергию вращения ротора турбоагрегата, и электрические устройства (генератор, трансформаторы и т. д.), обеспечивающие выработку электроэнергии.

Основным элементом котельной установки является котел. Прибывающий на ТЭС в специальных вагонах уголь разгружается, дробится до размера кусков 20—25 мм и ленточным транспортом подается

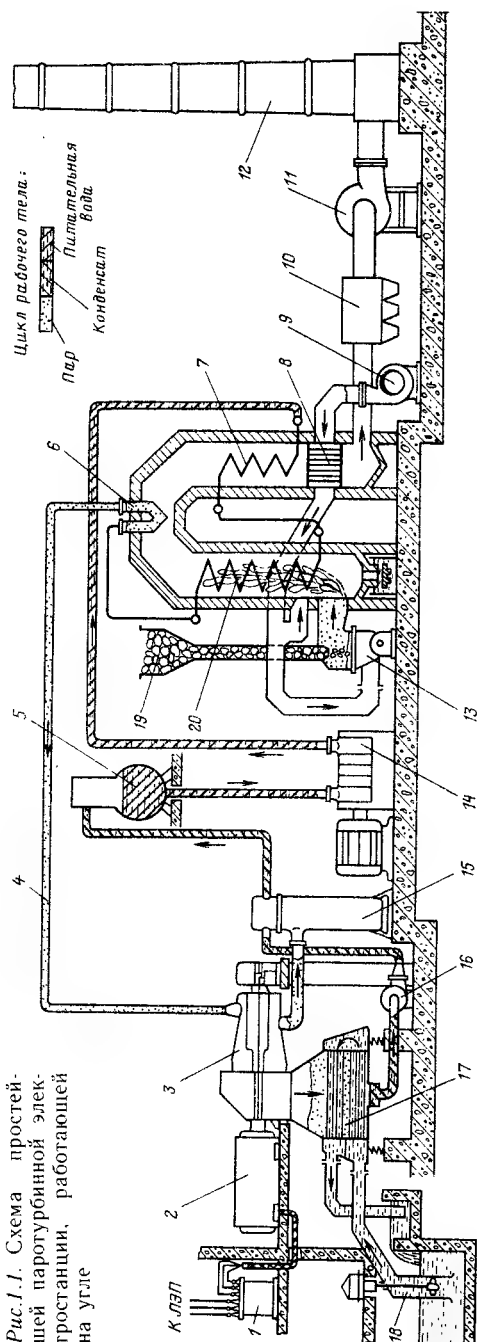


Рис. 1.1. Схема простейшей паротурбинной электростанции, работающей на угле

в бункер 19, вмещающий запас угля на несколько часов работы. Из бункера уголь поступает в мельницу 13, в которой он размалывается до пылевидного состояния. В мельницу непрерывно специальным дутьевым вентилятором 9 подается горячий воздух, нагреваемый в воздухоподогревателе 8. Горячий воздух смешивается с угольной пылью и через горелки котла подается в его топку — камеру, в которой происходит горение топлива. При горении пылевидного топлива образуется факел, представляющий собой мощный источник лучистой энергии, температура факела превышает 1500 °С. Таким образом, при горении топлива его химическая энергия превращается в тепловую и лучистую энергию факела.

Стены топки облицованы экранами 20 — трубами, к которым подается питательная вода из экономайзера 7. На схеме изображен так называемый прямоточный котел, в экранах которого питательная вода, проходя только один раз, нагревается и испаряется, превращаясь в сухой насыщенный пар. Широкое распространение получили барабанные котлы, в экранах которых осуществляется многократная циркуляция питательной воды, а отделение пара от котловой воды происходит в барабане.

Сухой насыщенный пар поступает в пароперегреватель 6, в котором повышается его температура и, следовательно, потенциальная энергия.

Газообразные продукты сгорания топлива, отдав свою основную теплоту питательной воде, поступают на трубы экономайзера 7 и воздухоподогреватель 8, в которых они охлаждаются до температуры 140—160 °С и направляются с помощью дымососа 11 к дымовой трубе 12. В электрофильтрах 10 происходит улавливание сухой летучей золы. Дымосос и дымовая труба создают разрежение в топке и газоходах котла; кроме того, дымовая труба

рассеивает вредные продукты сгорания в верхних слоях атмосферы, не допуская их высокой концентрации в нижних слоях. Зола, образующаяся при горении топлива и не унесенная потоком газов, удаляется из донной части топки и транспортируется на золоотвалы.

Полученный на выходе из котельной установки пар высоких параметров поступает по паропроводу 4 к паровой турбине 3. Расширяясь в ней, пар вращает ее ротор, соединенный с ротором электрического генератора 2, в обмотках которого образуется электрический ток. Трансформаторы 1 повышают его напряжение для уменьшения потерь в линиях электропередачи, передают часть выработанной энергии на питание собственных нужд ТЭС, а остальное — в электрическую систему.

И котел, и турбина могут работать только при очень высоком качестве питательной воды и пара, допускающем ничтожные примеси других веществ. Кроме того, расходы пара огромны (например, в энергоблоке 1200 МВт за 1 с испаряется, проходит через турбину и конденсируется более 1 т воды). Поэтому нормальная работа энергоблока возможна только при создании замкнутого цикла циркуляции рабочего тела высокой чистоты. Пар, покидающий турбину 3, поступает в конденсатор 17 — теплообменник, по трубкам которого непрерывно протекает холодная вода, подаваемая циркуляционным насосом 18 из реки, водохранилища или специального охлаждающего устройства (градирни). Пар, поступающий из турбины в межтрубное пространство конденсатора, конденсируется и стекает вниз; образующийся конденсат конденсатным насосом 16 подается через регенеративный подогреватель 15 в деаэратор 5. В подогревателе 15 температура конденсата повышается за счет теплоты пара, отбираемого из турбины. Это позволяет уменьшить расход топлива

в котле и повысить экономичность электростанции. В деаэраторе происходит деаэрация — удаление из конденсата растворенных в нем газов, нарушающих работу котла. Одновременно бак деаэратора представляет собой емкость для питательной воды котла.

Из деаэратора питательная вода питательным насосом 14, приводимым в действие электродвигателем или специальной паровой турбиной, подается в котел. Таким образом замыкается технологический пароводяной цикл преобразования химической энергии топлива в механическую энергию вращения ротора турбоагрегата.

Снабжение потребителей тепловой энергии осуществляется с помощью отборов пара из турбины подобно тому, как это делается для регенеративного подогрева питательной воды. Промышленный потребитель обычно использует пар непосредственно из отборов турбин. Для целей теплофикации пар из так называемого отопительного отбора турбины направляется в сетевые подогреватели, в трубах которых циркулирует сетевая (отопительная) вода. Сетевые подогреватели устанавливают прямо на электростанции.

Рассмотренная установка для производства электроэнергии называется моноблоком: один котел вырабатывает пар только для одной турбины. Наряду с ними на ТЭС существуют дублирующие установки, в которых один котел снабжает две турбины. Мощные ГРЭС оборудуются блоками мощностью 120—1200 МВт. Наиболее крупные ТЭС в нашей стране достигли мощности 3600 МВт. Ограничения по мощности электростанций связаны с трудностями их обеспечения охлаждающей водой и требованиями охраны окружающей среды.

Компоновку энергетических установок на ТЭС, исходя из требований надежности снабжения потребителей тепловой энергией, выполняют по-другому. Все котлы ТЭС

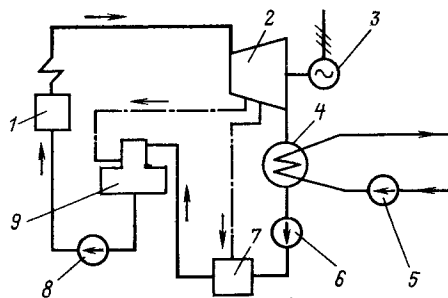


Рис. 1.2. Упрощенная тепловая схема электростанции, показанной на рис. 1.1:

1 — котел; 2 — турбина, 3 — генератор; 4 — конденсатор; 5 — циркуляционный насос; 6 — конденсатный насос; 7 — подогреватель; 8 — питательный насос, 9 — деаэратор

работают на один или несколько общих паропроводов (коллекторов пара), а из них питаются все турбины электростанции. Такая компоновка называется неблочной. Раньше она использовалась и для конденсационных электростанций.

Рассмотренная нами схема ТЭС является очень упрощенной. В ней отсутствуют: обычно используемый промежуточный перегрев пара; подогреватели высокого давления, устанавливаемые между питательным насосом и котлом; конденсатоочистка, очищающая конденсат, идущий из конденсатора; водоподготовительная установка, восполняющая потери воды из технологического контура, и другое оборудование, без которого ТЭС работать не может. Но представление всех связей даже для такой простой схемы, как на рис. 1.1, вызывает немалые трудности. Поэтому для изображения оборудования электростанции во всей его взаимосвязи по пару, конденсату, питательной воде используют тепловые схемы — графическое изображение отдельных элементов и трубопроводов с помощью условных обозначений (см. приложение 1). Привыкнув к условным обозначениям, легко прочесть даже самую сложную тепловую схему. Пример тепловой схемы рассмотренной ТЭС приведен на рис. 1.2.

1.3. ПРОИЗВОДСТВО ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ НА АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ

Принципиальное отличие АЭС от ТЭС состоит в использовании в качестве паропроизводящей установки ядерного реактора вместо котла. В ядерном реакторе непрерывно происходит установившаяся реакция расщепления ядер атомов урана, плутония или других делящихся элементов, осколки которых приобретают громадную кинетическую энергию. Торможение осколков приводит к нагреву воды и ее испарению.

Одноконтурные АЭС. На рис. 1.3 показана схема одноконтурной АЭС, в которой теплоноситель — вода, проходящая через реактор 1, — одновременно является и рабочим телом турбоустановки. Для одноконтурных схем используют водографитовые реакторы канальной конструкции (РБМК). В графитовой кладке выполняются многочисленные вертикальные каналы (например, в реакторе РБМК-1000 число каналов 1693), внутрь которых вставляются твэлы (тепловыделяющие элементы), начиненные таблетками ядерного горючего. Главным циркуляционным насосом (ГЦН) 14 в каналы подается теплоноситель, который нагревается, закипает и с содержанием пара 14—15 % подается в сепаратор 2, где происходит отделение пара от воды. Вода главным циркуляционным насосом опять направляется в реактор, а образовавшийся пар направляется в турбину.

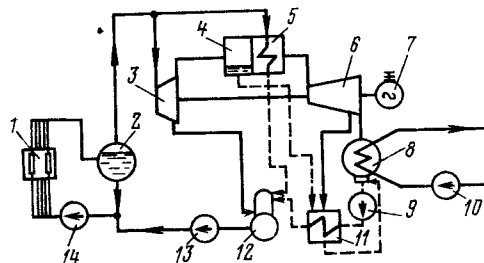


Рис. 1.3. Схема одноконтурной АЭС

Пар, расширяющийся в турбине высокого давления 3 и совершающий работу, увлажняется, что приводит к опасности эрозионного износа деталей турбины. Поэтому при достижении определенной влажности пар выводят из нее и направляют в сепаратор 4 на осушку. Осушенный пар в пароперегревателе 5 перегревается свежим паром большей температуры, идущим из реактора, и направляется в турбину низкого давления 6. Обе турбины конструктивно представляют собой единый агрегат, приводящий генератор 7. Обработавший пар поступает в конденсатор 8 и конденсируется за счет подачи в его трубки охлаждающей воды циркуляционным насосом 10. Затем конденсат конденсатным насосом 9 через регенеративный подогреватель 11 подается в деаэрацию 12. Питательный насос 13 подает воду в реактор.

В одноконтурной АЭС турбина работает на радиоактивном паре, что вызывает необходимость соответствующего конструктивного оформления оборудования, обеспечивающего безопасность обслуживающего персонала.

Двухконтурные АЭС. Схема двухконтурной АЭС показана на рис. 1.4. В ней теплоноситель реактора 1

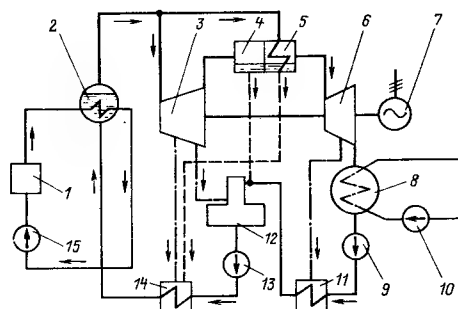


Рис. 1.4. Упрощенная тепловая схема двухконтурной АЭС:

1 — реактор; 2 — парогенератор; 3, 6 — части высокого и низкого давления турбины; 4 — сепаратор; 5 — пароперегреватель; 7 — генератор; 8 — конденсатор; 9 — конденсатный насос; 10 — циркуляционный насос; 11 — ПНД; 12 — деаэрация; 13 — питательный насос; 14 — ПВД; 15 — ГЦН

отделен от рабочего тела турбоустановки, и поэтому в ней циркулирует нерадиоактивное рабочее тело.

В первом контуре используется водо-водяной реактор корпусного типа (ВВЭР) — толстостенный сосуд под давлением, внутри которого установлены тепловыделяющие сборки из твэлов, омываемые теплоносителем.

Главный циркуляционный насос прокачивает воду через реактор и подает ее в трубы парогенератора, в котором происходит нагрев и испарение воды — рабочего тела второго контура. В остальном работа схемы не отличается от одноконтурной, за исключением использования подогревателя высокого давления.

1.4. ОСНОВНЫЕ ЗАКОНЫ ПЕРЕХОДА ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ В РАБОТУ

При рассмотрении работы электростанции мы видели, что над рабочим телом (паром) осуществляется тепловой цикл: в паропроизводящей установке вода превращается в пар и приобретает запас тепловой энергии, которая в паровой турбине частично превращается в работу, а частично передается охлаждающей воде; затем этот цикл повторяется. Естественно, что установка будет тем экономичнее, чем большая часть теплоты превратится в турбине в работу. Законы превращения теплоты в работу, которое является основной задачей любого теплового двигателя, в том числе в ПТУ, изучаются дисциплиной, называемой технической термодинамикой.

Тепловая энергия в паровой турбине превращается в работу благодаря тому, что потенциальная энергия пара перед турбиной больше, чем за ней. Состояние пара и воды определяется рядом характеристик, называемых параметрами состояния. Важнейшими из них являются давление, температура, удельный объем и некоторые другие.

Давление — это результат ударов молекул газа или жидкости, заключенных в сосуде, на единицу площади ограничивающих его стенок. Давление измеряют в паскалях (Па). Паскаль — это сила в 1 Н, равномерно распределенная на площади в 1 м². Паскаль — очень малая величина (например, атмосферное давление в 100 тыс. раз больше). Поэтому для измерения давления часто используют кратные величины: килопаскаль (1 кПа = 1000 Па) и мегапаскаль (1 МПа = 1000 кПа = 10⁶ Па).

На электростанциях для измерения давления часто используют атмосферы (ат). Одна атмосфера — это сила в 1 кгс (1 кгс ≈ 9,81 Н), равномерно распределенная на площади в 1 см². Следует запомнить, что 1 ат = 1 кгс/см² ≈ 98 100 Па = 98,1 кПа и 1 МПа ≈ 10 ат.

Давление, превышающее атмосферное, чаще всего измеряют прибором, называемым манометром. Обычно он указывает давление p_n , избыточное над атмосферным. Поэтому для определения давления, или, как подчеркивают, абсолютного давления p , к показаниям манометра следует прибавить атмосферное давление B , измеряемое отдельным прибором, который называется барометром:

$$p = p_n + B.$$

Температура измеряется кельвинами (К). Температура воды, соответствующая тройной точке (в этой точке вода находится одновременно в твердом, жидком и газообразном состояниях), принята за 273 единицы, или 273 К. Обычно температуру в кельвинах, называемую абсолютной, обозначают буквой T .

В теплотехнике чаще используют стоградусную шкалу, нуль которой соответствует состоянию таяния льда, а 100 единиц (100 °C) — состоянию кипения (при нормальном атмосферном давлении). Температуру в градусах стоградусной шкалы обычно обозначают буквой t . Численно 1 °C = 1 К, и с большой степенью точности справедливо приближенное соотношение: $T = t + 273$.

Температура тел изменяется вследствие подвода или отвода теплоты. Для нагрева различных тел одной и той же массы требуется различное количество теплоты. Количество теплоты, необходимой для нагрева 1 кг вещества на 1 К, называют удельной теплоемкостью и обычно обозначают буквой c . Удельная теплоемкость твердых тел определяется их природой, а газов и паров — еще и условиями, при которых изменяется их температура. Например, теплоемкость газов при подводе теплоты при постоянном давлении c_p выше, чем при постоянном объеме c_v . Измеряется теплоемкость в Дж/(кг·К) или в ккал/(кг·°C).

Удельный объем v — это объем, занимаемый единицей массы и измеряемый в м³/кг. Удельный объем — величина, обратная плотности. Удельный объем воды зависит от давления, а водяных паров — от давления

и температуры и изменяется при движении пара в турбине в тысячи раз.

Давление, температура и удельный объем — основные параметры, характеризующие состояние газа или пара. Параметром состояния является и удельная внутренняя энергия — сумма кинетической и потенциальной энергий молекул 1 кг газа. С увеличением температуры и давления удельная внутренняя энергия u растет, а с их понижением уменьшается. Поэтому внутренняя энергия пара перед турбиной существенно больше, чем за ней. Как правило, интерес представляет изменение внутренней энергии при переходе из некоторого состояния 1 в состояние 2, т. е.

$$\Delta u = u_2 - u_1. \quad (1.1)$$

При анализе процессов, происходящих в тепловых двигателях, очень часто используется другой параметр состояния — энтальпия, определяемая соотношением

$$h = u + pv. \quad (1.2)$$

Любой тепловой двигатель, в том числе паротурбинная установка, сооружается для того, чтобы тепловую энергию преобразовать в работу. Эту работу совершает расширяющееся рабочее тело, которому препятствуют внешние силы. Понять это превращение очень просто из рис. 1.5. Если в сосуде с массой газа 1 кг под невесомым поршнем, расположенным на высоте y_1 , с помощью груза массой m_1 создается давление p_1 , то после снятия части груза массой Δm оставшийся груз $m_2 = m_1 - \Delta m$ поднимется до высоты y_2 и приобретет запас потенциальной

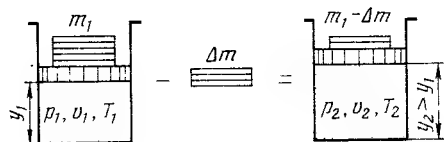


Рис. 1.5. Совершение работы расширяющимися газами

энергии

$$\Delta u_n = m_2 g (y_2 - y_1),$$

равной работе расширения газа l .

Взаимные преобразования теплоты и работы определяются первым законом термодинамики, являющимся частным случаем всеобщего закона сохранения энергии. В соответствии с первым законом термодинамики теплота, подведенная к телу, расходуется на увеличение его внутренней энергии и совершение работы:

$$q = \Delta u + l. \quad (1.3)$$

Отсюда следует, что работа l , выполнение которой и является целью сооружения теплового двигателя, может быть получена либо за счет подвода теплоты q , либо за счет уменьшения внутренней энергии, либо за счет того и другого:

$$l = q - \Delta u = q - (u_2 - u_1). \quad (1.4)$$

При затрате одного и того же количества теплоты q полученная работа l будет зависеть от того, при каких условиях осуществляется подвод теплоты. Если, например, поршень (см. рис. 1.6, а) приварить к стенке сосуда, т. е. образовать замкнутый объем v_1 с давлением p_1 , и затем к газу подвести теплоту q , то в силу того, что поршень перемещаться не может, работа совершаться не будет. В соответствии с формулой (1.4) вся подведенная к газу теплота q затрачивается на изменение его внутренней энергии: $\Delta u = q$. Такой процесс подвода теплоты без изменения объема называется **изохорическим**.

Наоборот, в рассмотренном выше примере (см. рис. 1.5) совершение газом работы без всякого подвода или отвода теплоты (при абсолютной изоляции цилиндра) происходит только за счет уменьшения внутренней энергии: $l = -\Delta u$. Такой процесс называется **адиабатным**. Почти такой процесс происходит в хорошо изолированной паровой турбине.

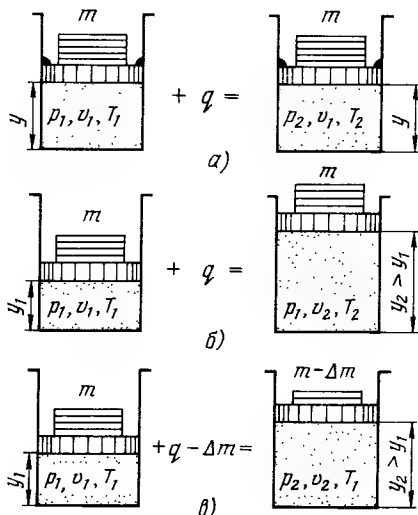


Рис. 1.6. Схемы совершения работы за счет подвода теплоты при различных процессах: а) изохорном; б) изобарном; в) изотермическом

В действительности при течении расширяющегося пара в турбине за счет сил трения между его частицами, а также трения пара о ее детали происходит внутреннее выделение теплоты, потенциальная энергия в конце процесса расширения оказывается больше, чем в случае отсутствия трения, и полученная работа соответственно уменьшается. Если внутренним подводом теплоты можно пренебречь, то будет происходить так называемый *изоэнтропийный* процесс расширения, при котором один из параметров состояния — энтропия s — остается постоянным. Без достаточно глубокого знания термодинамики трудно понять даже физический смысл этой величины. Величина энтропии характеризует близость замкнутой (изолированной) системы к термодинамическому равновесию. Заметим, что не вполне ясное представление физической сути понятия энтропии несколько не мешает ее практическому использованию подобно тому, как использованию, скажем, радиоприемника несколько не мешает незнание его устройства.

Имеются подробные таблицы и диаграммы различных веществ, в частности воды и водяного пара, позволяющие вычислить значения энтропии s , измеряемой в Дж/(кг·К) или ккал/(кг·°С). При подводе теплоты энтропия всегда возрастает, а при отводе убывает.

Можно представить себе процесс (см. рис. 1.6, б), когда при подводе к газу теплоты q поршень в сосуде поднимается, перемещая груз, а давление под поршнем остается постоянным. Такой процесс называется *изобарным*. Работа перемещения груза равна

$$l = p (v_2 - v_1), \quad (1.5)$$

а затраченная теплота расходуется не только на совершение работы, но и на изменение внутренней энергии (температура в сосуде будет повышаться). Используя последнее соотношение, получим

$$q = (u_2 - u_1) + l = (u_2 + p v_2) - (u_1 + p v_1) = h_2 - h_1,$$

т. е. в изобарическом процессе подведенная к газу теплота расходуется на изменение его энтальпии. Именно такой процесс происходит в трубках котла при подводе к пару или воде теплоты от факела или продуктов сгорания.

Можно себе представить и процесс (см. рис. 1.6, в), при котором за счет подвода теплоты q и уменьшения груза m совершается работа, а температура газа не меняется

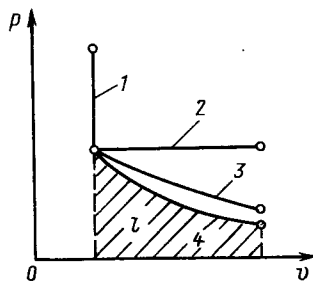


Рис. 1.7. Процессы расширения в p, v -диаграмме:

1 — изохора; 2 — изобара; 3 — изотерма; 4 — адиабата

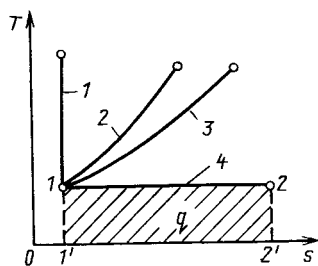


Рис. 1.8. Простейшие процессы в T, s -диаграмме:

1 — изохора; 2 — изохора; 3 — изобара; 4 — изотерма

(при этом, конечно, будут меняться давление и удельный объем). Такой процесс называют **изотермическим**.

Рассмотренные термодинамические процессы очень удобно изображать графически в виде диаграмм (рис. 1.7 и 1.8) в координатах давление — удельный объем (p, v -диаграмма) или абсолютная температура — энтропия (T, s -диаграмма).

В p, v -диаграмме удобно изображать работу расширения, так как она представляет собой (см. рис. 1.7) площадь под кривой процесса. Из рис. 1.7 хорошо видно, что при изохорном процессе работа расширения равна нулю, а при изобарном процессе она имеет наибольшее значение.

В T, s -диаграмме удобно изображать теплоту q , подводимую в процессе. Она представляет собой площадь под соответствующей кривой (см. рис. 1.8). Видно, что в изотропном процессе теплота не подводится и не отводится, а при изотермическом процессе подвод теплоты минимален.

Рассмотренные выше элементарные термодинамические процессы превращения теплоты в работу являются незамкнутыми и не могут обеспечить непрерывный длительный процесс перехода теплоты в работу. Для этого, как мы знаем, должен быть осуществлен замкнутый процесс — тепловой цикл, представленный в достаточно общем виде

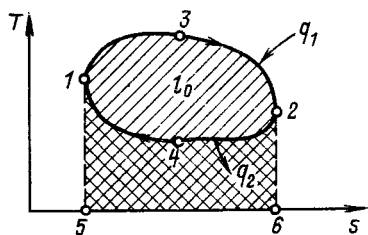


Рис. 1.9. Произвольный цикл теплового двигателя

на рис. 1.9 в T, s -диаграмме. Вертикальные линии 1—5 и 2—6 представляют собой **изоэнтропы** — линии постоянной энтропии. При протекании процесса 1—3—2, идущего с возрастанием энтропии, к рабочему телу подводится теплота q_1 , пропорциональная площади 5—1—3—2—6. На участке цикла 2—4—1 происходит отвод теплоты в количестве q_2 , пропорциональном площади 5—1—4—2—6. После завершения цикла в точке 1 внутренняя энергия и рабочего тела вернется к прежнему состоянию и поэтому разность количеств теплоты ($q_1 - q_2$) в соответствии с первым законом термодинамики может превратиться только в работу $l_0 = q_1 - q_2$. Очевидно, что работа l_0 пропорциональна площади теплового цикла 1—3—2—4—1.

Отношение работы цикла к затраченной теплоте называется **термическим коэффициентом полезного действия**:

$$\eta_t = l_0 / q_1 = 1 - q_2 / q_1. \quad (1.6)$$

Чем больше часть подведенной теплоты q_1 превращается в работу, тем более совершенным в термодинамическом отношении является тепловой двигатель. Термический КПД указывает предельно возможное значение КПД теплового двигателя при абсолютном совершенстве входящих в него агрегатов.

Из соотношения (1.6) для термического КПД цикла следует, что он тем выше, чем меньше количество теплоты q_2 , отводимой от рабочего тела. При $q_2 = 0$ термический КПД

$\eta_i = 1$. Однако второй закон термодинамики гласит, что периодически действующий тепловой двигатель имеет термический КПД, всегда меньший единицы. Это означает, что тепловой двигатель обязательно должен иметь не только источник теплоты и устройство, преобразующее ее в работу, но и теплоприемник, который будет поглощать часть подведенной теплоты, не превращая ее в работу. В рассмотренной в § 1.2 паротурбинной установке роль источника теплоты играет паропроизводящая установка, устройства, преобразующего теплоту в работу, — турбина теплоприемника — конденсатор.

Наибольший термический КПД при зафиксированных температурах источника теплоты и теплоприемника имеет цикл Карно (рис. 1.10), состоящий из двух изотерм и двух изэнтроп. В цикле Карно рабочее тело сжимается изэнтропийно (процесс 4—1) и затем к нему при постоянной температуре подводится теплота q_1 . Изэнтропийный процесс 2—3 изображает превращение запасенной потенциальной энергии в работу; наконец, в изотермическом процессе сжатия 3—4 происходит отвод теплоты q_2 к теплоприемнику.

Так как для цикла Карно подведенная теплота (см. рис. 1.10)

$$q_1 = T_1 (s_2 - s_1),$$

а отведенная

$$q_2 = T_2 (s_2 - s_1),$$

то термический КПД цикла

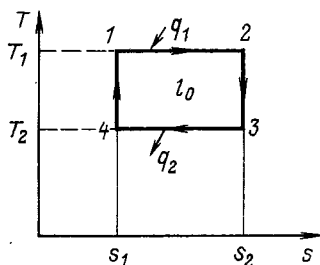


Рис. 1.10. Цикл Карно в T , s -диаграмме

Карно

$$\eta_i = 1 - T_2/T_1. \quad (1.7)$$

Применительно к ПТУ это означает, что чем ниже температура конденсации пара и чем выше температура за паропроизводящей установкой, тем выше термический КПД ПТУ.

Температура пара за ППУ ограничивается прочностью металла и требованием к сроку его службы (см. § 9.5). Температура конденсации пара определяется в первую очередь климатическими условиями, так как она не может быть ниже температуры охлаждающей (циркуляционной) воды, поступающей в конденсатор. Если принять, что температура за ПТУ $T_1 = 540^\circ\text{C} = 813\text{ K}$, а $T_2 = 273^\circ\text{C} = 288\text{ K}$, то термический КПД цикла Карно, если бы его можно было осуществить, составил бы

$$\eta_i = 1 - 288/813 = 0,646.$$

В действительности реальный тепловой цикл ПТУ отличается от цикла Карно и его термический КПД оказывается существенно ниже.

1.5. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВОДЫ И ВОДЯНОГО ПАРА

Вода и насыщенный пар

Вода и водяной пар являются рабочим телом ПТУ. Их свойства в значительной степени определяют конструкцию паровой турбины и других элементов ПТУ.

Вода — это практически несжимаемая жидкость: при изменении давления в широких пределах ее удельный объем не изменяется (см. табл. 1.1) и может приниматься равным $v' = 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг}$.

При нагревании воды ее энтальпия вплоть до начала кипения изменяется пропорционально температуре: $h' = c_v T$, где $c_v = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K}) = 1 \text{ ккал}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$ — теплоемкость воды.

Если воду нагревать в открытом сосуде, то при определенной температуре начнется ее кипение и образование над ее поверхностью пара. Температура кипящей воды и образующегося при кипении пара одинаковы и неизменны в процессе всего выкипания жидкости. Эту температуру называют температурой кипения, или температурой насыщения, и обозначают t_n . Последнее название связано с тем, что при спокойном кипении над поверхностью воды образуется сухой насыщенный пар — пар, в котором отсутствуют капельки воды. Если температуру сухого насыщенного пара снизить (а это можно сделать только путем одновременного снижения давления), то часть пара сконденсируется и в нем появятся капельки воды. Если, наоборот, сухой насыщенный пар нагреть, то он окажется перегретым по отношению к состоянию насыщения.

Температура насыщения t_n однозначно определяется давлением над поверхностью жидкости (хорошо известно, что при нормальном атмосферном давлении вода кипит при 100°C и что при подъеме на гору эта температура уменьшается). До давления 40 кгс/см^2 ($\sim 4 \text{ МПа}$) температура насыщения может быть определена по простой формуле $t_n = 100 \sqrt[4]{p}$, где p — в кгс/см^2 , t_n — в $^\circ\text{C}$.

Теплота, расходуемая на поддержание кипения в сосуде, затрачивается на разрыв связей между молекулами воды, т. е. на ее испарение. Молекулы испарившейся жидкости обладают большей энергией, и поэтому энтальпия сухого насыщенного пара

$$h'' = h' + r. \quad (1.8)$$

Величина r называется удельной теплотой парообразования, представляющей собой количество теплоты, необходимой для испарения 1 кг кипящей жидкости. Измеряется величина r в кДж/кг

или в ккал/кг . Если происходит конденсация пара, то теплота парообразования выделяется. В этом случае ее часто называют теплотой конденсации.

Удельный объем v'' сухого насыщенного пара, естественно, больше, чем объем v' воды, и так же, как температура насыщения, однозначно определяется давлением. Чем выше давление (см. табл. 1.1), тем меньше удельный объем. При давлении $p_{кр} = 22,115 \text{ МПа}$ удельные объемы воды и сухого насыщенного пара совпадают: $v' = v'' = v_{кр} = 0,003147 \text{ м}^3/\text{кг}$, температура насыщения $t_n = t_{кр} = 374,12^\circ\text{C}$, а теплота парообразования $r = 0$. Состояние, характеризующее отмеченными параметрами, называется критическим, а они сами — критическими. В критическом состоянии плотности воды и пара совпадают и они по существу неразличимы.

Влажный пар

Влажный пар — это смесь сухого насыщенного пара и мелких капелек воды. Раньше, когда строились только ТЭС, работающие на органическом топливе, для паровых турбин использовался только перегретый пар, который, расширяясь в ней, достигает состояния насыщения и затем становится влажным. В результате только несколько последних ступеней турбины работают влажным паром. На АЭС ППУ выдают пар либо сухой насыщенный, либо с небольшой степенью влажности и почти вся турбина работает влажным паром (уменьшение влажности и даже некоторый перегрев, как мы знаем, осуществляют в СПП).

Термодинамические свойства влажного пара определяются законами смешения, в соответствии с которыми его удельный объем и энтальпия определяются соотношениями

$$\begin{aligned} v &= (1-x) v' + x v''; \\ h &= (1-x) h' + x h'', \end{aligned} \quad (1.9)$$

Т а б л и ц а 1.1. Термодинамические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения

p , кПа	t , °C	v' , м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	h' , кДж/кг	h'' , кДж/кг	r , кДж/кг
1,0	6,982	0,0010001	129,21	29,3	2513,8	2484,5
1,5	13,034	0,0010006	87,98	54,7	2525,0	2470,3
2,0	17,511	0,0010012	67,01	73,45	2533,2	2459,8
2,5	21,094	0,0010020	54,26	88,44	2539,7	2451,3
3,0	24,098	0,0010027	45,67	101,0	2545,2	2444,2
3,5	26,692	0,0010033	39,48	111,8	2549,9	2438,1
4,0	28,981	0,0010040	34,80	121,4	2554,1	2432,7
5,0	32,90	0,0010052	28,20	137,8	2561,2	2423,4
6,0	36,18	0,0010064	23,74	151,5	2567,1	2415,6
7,0	39,02	0,0010074	20,53	163,4	2572,2	2408,8
8,0	41,53	0,0010084	18,11	173,9	2576,7	2402,8
9,0	43,79	0,0010094	16,21	183,3	2580,8	2397,5
10	45,83	0,0010102	14,68	191,8	2584,4	2392,6
12	49,45	0,0010119	12,36	206,9	2590,9	2384,0
14	52,58	0,0010133	10,70	220,0	2596,4	2376,4
16	55,34	0,0010147	9,435	231,6	2601,3	2369,7
18	57,83	0,0010160	8,447	242,0	2605,7	2363,7
20	60,09	0,0010174	7,652	251,5	2609,6	2358,1
25	64,99	0,0010199	6,206	272,0	2618,1	2346,1
30	69,12	0,0010223	5,231	289,3	2625,3	2336,0
40	75,89	0,0010265	3,995	317,6	2636,8	2319,2
50	81,35	0,0010301	3,241	340,6	2646,0	2305,4
60	85,95	0,0010333	2,733	359,9	2653,6	2293,7
70	89,96	0,0010361	2,366	376,8	2660,2	2283,4
80	93,51	0,0010387	2,088	391,7	2660,0	2274,3
90	96,71	0,0010412	1,870	405,2	2671,1	2265,9
100	99,63	0,0010434	1,695	417,5	2675,7	2258,2
120	104,81	0,0010476	1,4289	439,4	2683,8	2244,4
140	109,32	0,0010513	1,2370	458,4	2690,8	2232,4
160	113,32	0,0010547	1,0917	475,4	2696,8	2221,4
180	116,93	0,0010579	0,9777	490,7	2702,1	2211,4
200	120,23	0,0010608	0,8859	504,7	2706,9	2202,2
220	123,27	0,0010636	0,8103	517,6	2711,3	2193,7
240	126,09	0,0010663	0,7468	529,6	2715,3	2185,7
260	128,73	0,0010688	0,6929	540,9	2719,0	2178,1
280	131,20	0,0010712	0,6464	551,4	2722,3	2170,9
300	133,54	0,0010735	0,6059	561,4	2725,5	2164,1
350	138,88	0,0010799	0,5243	584,3	2732,5	2148,2
400	143,62	0,0010839	0,4624	604,7	2738,5	2133,8

П р и м е ч а н и е. Параметры критической точки: $p_{кр} = 22,115 \cdot 10^3$ кПа, $v_{кр} = 0,003147$ м³/кг; $t_{кр} =$

где x — степень сухости влажного пара — отношение массы сухого насыщенного пара к общей массе влажного пара.

Часто вместо степени сухости используют степень влажности y — отношение массы воды (влаги), содержащейся во влажном паре, к его общей массе. Очевидно,

тогда

$$\begin{aligned} v &= yv' + (1-y)v''; \\ h &= yh' + (1-y)h''. \end{aligned} \quad (1.10)$$

Так как $x+y=1$, то

$$\begin{aligned} v &= yv' + xv''; \\ h &= yh' + xh''. \end{aligned} \quad (1.11)$$

p , МПа	t , °C	v' , м³/кг	v'' , м³/кг	h' , кДж/кг	h'' , кДж/кг	r , кДж/кг
0,45	147,92	0,0010885	0,4139	623,2	2743,8	2120,6
0,50	151,85	0,0010928	0,3748	640,1	2748,5	2108,4
0,60	158,80	0,0011009	0,3156	670,4	2756,4	2086,0
0,70	164,96	0,0011082	0,2727	697,1	2762,9	2065,8
0,80	170,42	0,0011150	0,2403	720,9	2768,4	2047,5
0,90	175,36	0,0011213	0,2148	742,6	2773,0	2030,4
1,0	179,9	0,001127	0,1943	762,6	2777,0	2014,4
1,1	184,1	0,001133	0,1774	781,1	2780,4	1999,3
1,2	188,0	0,001139	0,1632	798,4	2783,4	1985,0
1,3	191,6	0,001144	0,1511	814,7	2786,0	1971,0
1,4	195,0	0,001149	0,1407	830,1	2788,4	1958,3
1,5	198,3	0,001154	0,1317	844,7	2790,4	1945,7
1,6	201,4	0,001159	0,1237	858,6	2792,2	1933,6
1,7	204,3	0,001163	0,1166	871,8	2793,8	1922,0
1,8	207,1	0,001168	0,1103	884,6	2795,1	1910,5
1,9	219,8	0,001172	0,1046	896,8	2796,4	1899,6
2,0	212,4	0,001177	0,0995	908,6	2797,4	1888,8
2,2	217,2	0,001185	0,0906	930,9	2799,1	1868,2
2,4	221,8	0,001193	0,0832	951,9	2800,4	1848,5
2,6	226,0	0,001201	0,0769	971,7	2801,2	1829,5
2,8	230,0	0,001209	0,0714	990,5	2801,7	1811,2
3,0	233,8	0,001216	0,0666	1008,4	2801,9	1793,5
3,5	242,5	0,001235	0,0570	1049,8	2801,3	1751,5
4,0	250,3	0,001252	0,0497	1087,5	2799,4	1711,9
5,0	263,9	0,001286	0,0394	1154,6	2792,8	1638,2
6,0	275,6	0,001319	0,0324	1213,9	2783,3	1569,4
7,0	285,8	0,001351	0,0273	1267,7	2771,4	1503,7
8,0	295,0	0,001384	0,02349	1317,5	2757,5	1440,0
9,0	303,3	0,001418	0,02046	1364,2	2741,8	1377,6
10,0	311,0	0,001453	0,01800	1408,6	2724,4	1315,8
11,0	318,0	0,001489	0,0160	1451,2	2705,4	1254,2
12,0	324,6	0,001527	0,0143	1492,6	2684,8	1192,2
13,0	330,8	0,001567	0,0128	1533,0	2662,4	1129,4
14,0	336,0	0,001610	0,0115	1572,8	2638,3	1065,5
16,0	347,3	0,001710	0,00933	1561,5	2582,7	931,2
18,0	357,0	0,001838	0,00753	1733,4	2514,4	781,0
20,0	365,7	0,002038	0,00587	1828,8	2413,8	585,0
22,0	373,7	0,002675	0,00376	2007,7	2192,5	184,8

374,12 °C; $h''_p = 2095,2$ кДж/кг.

Таким образом, для того чтобы определить параметры влажного пара, достаточно знать его степень сухости (или влажности) и воспользоваться параметрами воды и сухого насыщенного пара (см. табл. 1.1).

Пример 1.1. Определить параметры влажного пара на входе в паровую турбину

АЭС, если давление $p_0 = 6$ МПа, а степень влажности $y_0 = 0,005$.

Так как пар влажный, то его температура $t_0 = t_n = 275,6$ °C. Пользуясь табл. 1.1, найдем:

$$v = 0,005 \cdot 0,001319 + 0,995 \cdot 0,0324 = 0,0322 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$h = 0,005 \cdot 1213,9 + 0,995 \cdot 2783,3 = 2775,5 \text{ кДж/кг}.$$

Пример 1.2. Определить параметры пара в конденсаторе, если давление в нем $p_k = 5$ кПа, а степень влажности $y = 12\%$.

Давлению p_k соответствует (см табл. 1.1) температура $t_k = 32,9^\circ\text{C}$. С помощью табл. 1.1 находим:

$$v = 0,12 \cdot 0,001 + 0,88 \cdot 28,20 = 24,84 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$h = 0,12 \cdot 137,8 + 0,88 \cdot 2561,2 = 2270,9 \text{ кДж/кг}.$$

Перегретый пар

На турбинах ТЭС, как правило, используется перегретый пар, температура которого t больше температуры насыщения t_n (при этом же давлении) на величину Δt_n . Таким образом, состояние перегретого пара определяется двумя независимыми параметрами, в качестве которых чаще всего используются давление и температура.

Для определения удельного объема и энтальпии перегретого пара имеются очень подробные таблицы и диаграммы. В качестве примера в табл. 1.2 приведены значения энтальпии перегретого пара.

Таблица 1.2. Энтальпия перегретого пара, кДж/кг

Абсолютное давление, МПа	Температура, $^\circ\text{C}$						
	250	300	350	400	450	500	550
1	2943	3051	3158	3264	3371	3478	3587
2	2902	3024	3137	3248	3358	3467	3578
3	2855	2994	3116	3232	3344	3456	3569
4	—	2961	3093	3214	3330	3445	3559
5	—	2925	3069	3197	3317	3434	3550
6	—	2885	3044	3179	3303	3422	3540
7	—	2839	3017	3160	3288	3410	3530
8	—	2785	2988	3140	3273	3398	3520
9	—	—	2958	3120	3258	3386	3510
10	—	—	2924	3098	3242	3374	3500
11	—	—	2888	3076	3226	3362	3490
12	—	—	2848	3053	3210	3349	3480
13	—	—	2804	3029	3193	3336	3470
14	—	—	2753	3004	3176	3323	3459
15	—	—	2694	2978	3158	3310	3449
16	—	—	2618	2950	3140	3296	3438
17	—	—	—	2920	3121	3283	3427
18	—	—	—	2889	3102	3269	3416
19	—	—	—	2856	3083	3254	3405
20	—	—	—	2820	3062	3240	3394
21	—	—	—	2781	3042	3226	3383
22	—	—	—	2739	3020	3211	3372
23	—	—	—	2694	2998	3196	3360
24	—	—	—	2642	2976	3180	3349

Пример 1.3. Определить перегрев пара перед турбиной с начальными параметрами 13 МПа и 550 $^\circ\text{C}$.

По табл. 1.1 находим температуру насыщения, соответствующую давлению 13 МПа: $t_n = 330,8^\circ\text{C}$. Следовательно, перегрев пара равен $\Delta t_n = 550 - 330,8 = 219,2^\circ\text{C}$.

Заметим, что понятие «перегрева пара», имеющего параметры, превышающие критические, так же не имеет смысла, как и понятие «температура насыщения», поскольку состояния «пара» и «воды» для них неразличимы.

Диаграммы водяного пара

Для наглядного изображения процессов, происходящих в паровой турбине и ПТУ, широкое распространение получили различные диаграммы водяного пара. В большинстве случаев они могут заменить собой и подробные таблицы. Следует только помнить, что точность диаграмм определяется использованным масштабом и не может быть выше точности таблиц, по которым составлены диаграммы.

Для анализа экономичности турбинных установок чаще всего используется T, s -диаграмма (см. рис. 1.11), по оси абсцисс которой отложена энтропия, а по оси ординат — абсолютная температура. В этой диаграмме горизонтальные линии являются изотермами и вертикальные — изоэнтропами.

Линия AB называется пограничной кривой жидкости, линия BC — пограничной кривой пара, точка B — критической точкой. Выше кривой BC пар является перегретым, ниже кривой ABC — влажным, на линии BC — сухим насыщенным.

Изобары в T, s -диаграмме являются ломаными кривыми. Например, кривая $ADEF$ — изобара, $p = 0,1$ МПа. Кривая AD изображает процесс нагрева воды от температуры 273 до температуры 373 К, соответствующей температуре насыщения и началу кипения. Горизонтальная

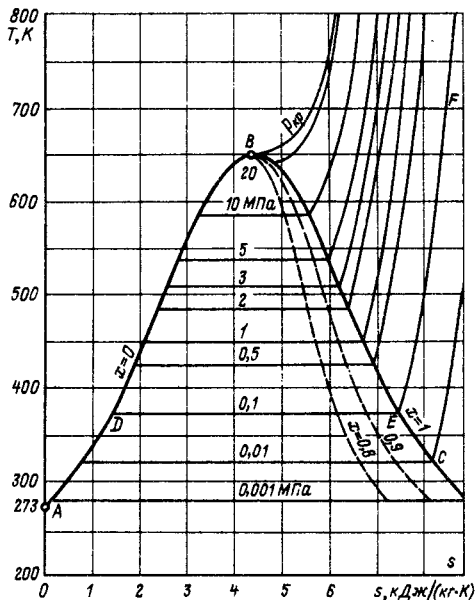


Рис. 1.11. T, s -диаграмма водяного пара

линия DE соответствует температуре кипения, которая не изменяется вплоть до достижения состояния сухого насыщенного пара (очевидно, в этой области изотермы и изобары совпадают). Линия EF изображает перегрев пара при изобарном подводе теплоты.

Для возможности определения параметров влажного пара на T, s -диаграмме нанесены линии постоянной степени сухости $x = \text{const}$.

Для расчетов и анализа работы паровых турбин наибольшее распространение получила h, s -диаграмма (рис. 1.12), по оси абсцисс которой откладывают энтропию s , а по оси ординат — энтальпию h .

Жирная линия на диаграмме представляет собой пограничную кривую пара, соответствующую сухому насыщенному пару. Точки, расположенные выше пограничной кривой, соответствуют перегретому пару, ниже — влажному.

Наклонные круто идущие линии представляют собой изобары, а кривые пологие линии в области перегретого пара — изотермы. Пересече-

ние изобары или изотермы с пограничной кривой позволяет определить параметры сухого насыщенного пара.

Пример 1.4. Определить по h, s -диаграмме параметры насыщения при давлении 0,5 МПа.

Изобара $p = 0,5$ МПа (см. рис. 1.12) пересекает пограничную кривую в точке A , через которую проходит изотерма $t = 152^\circ\text{C}$. Следовательно, $t_n = 152^\circ\text{C}$, а энтальпия $h'' = 2748$ Дж/г.

Пример 1.5. Определить по h, s -диаграмме параметры пара при давлении $p = 3$ МПа и температуре 500°C .

Пересечению соответствующих изобары и изотермы (см. рис. 1.12) соответствует точка F , в которой энтальпия $h = 3456$ Дж/г. Двигаясь вдоль изобары до пересечения с пограничной кривой, получим температуру насыщения $t_n = 234^\circ\text{C}$. Следовательно, перегрев пара $\Delta t_n = 500 - 234 = 266^\circ\text{C}$.

В области влажного пара изотермы совпадают с изобарами, а сами значения температур определяются пересечением изотерм и пограничной кривой (см. пример 1.6). На диаграмме нанесены линии постоянной сухости $x = \text{const}$, которые позволяют по давлению определить точку в h, s -диаграмме и все необходимые параметры.

Пример 1.6. Определить с помощью h, s -диаграммы энтальпию и температуру пара при давлении $p = 0,5$ МПа и степени сухости $x = 0,8$.

В h, s -диаграмме (см. рис. 1.12) эти параметры определяют точку A' , в которой $h' = 2328$ Дж/г. Двигаясь вдоль изобары вверх до пересечения с пограничной кривой в точке A , найдем температуру влажного пара: $t_n = 152^\circ\text{C}$.

Вертикальные линии в h, s -диаграмме изображают изоэнтальпийные процессы — процессы, происходящие в идеальной турбине, в которой отсутствуют какие-либо потери энергии. Если, например, параметры пара перед турбиной составляют $p_0 = 3$ МПа и $t_0 = 400^\circ\text{C}$, то точка D (см. рис. 1.12) с энтальпией $h_0 = 3232$ Дж/кг изображает состояние пара перед турбиной. При изоэнтальпийном расширении пара, например до давления $p_k = 5$ МПа, вертикальная линия DE изобразит все состояния, через которые проходит пар при расширении в турбине.

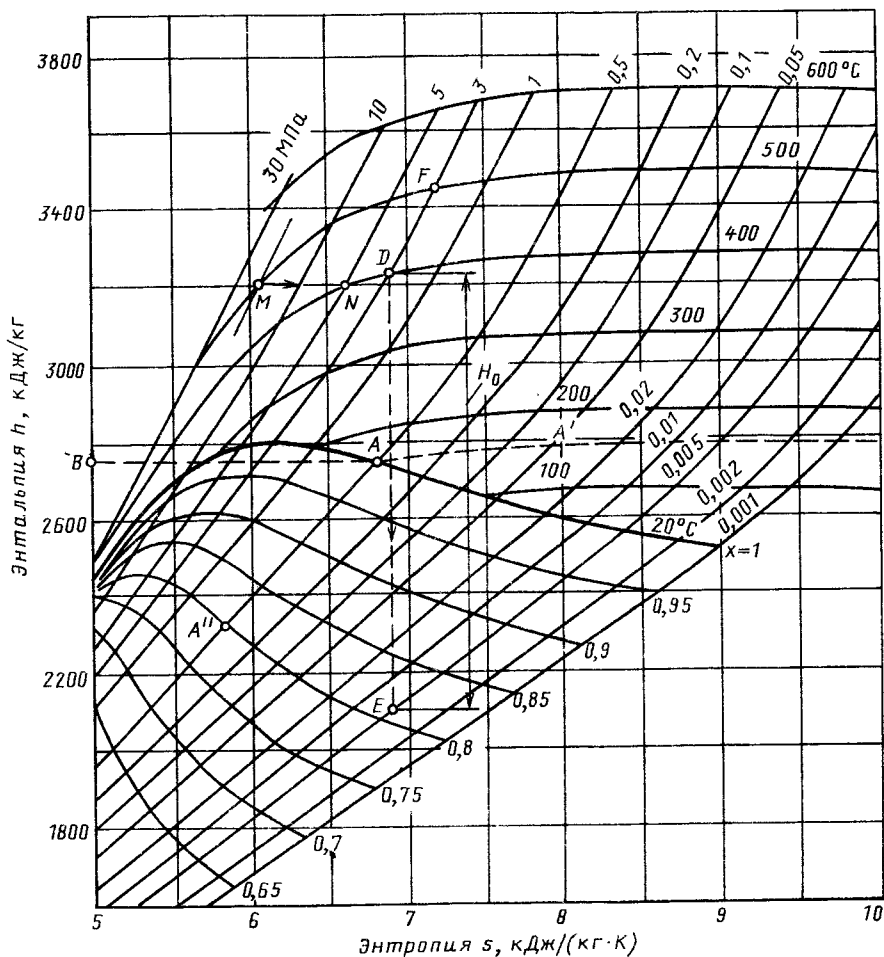


Рис. 1.12. h, s -диаграмма водяного пара

Энтальпия в точке E $h_k = 2112$ Дж/г, а степень сухости $x = 0,815$. Разность энтальпий

$$H_0 = h_0 - h_k \quad (1.12)$$

называется располагаемым теплоперепадом турбины. Он представляет собой работу, которую можно получить от 1 кг пара при его расширении в турбине без потерь. В рассмотренном примере $H_0 = 1120$ Дж/г.

Горизонтальные линии на диаграмме (линии постоянной энтальпии $h = \text{const}$) изображают процессы дросселирования, происходящие при протекании пара через всевозможные местные гидравличе-

ские сопротивления (например, повороты, клапаны, задвижки, сужения и т. д.). При дросселировании давление в потоке уменьшается, а энтальпия остается постоянной. При этом в общем случае температура уменьшается.

Пример 1.7. Определить снижение температуры пара при дросселировании в регулирующем клапане от параметров $p_0 = 20$ МПа и $t_0 = 500^\circ\text{C}$ до давления $p_1 = 5$ МПа.

Процесс дросселирования на рис. 1.12 изображается линией MN . После дросселирования температура $t_N = 400^\circ\text{C}$, следовательно, снижение температуры составляет 100°C .

Приведенная на рис. 1.12 h, s -диаграмма служит только учебным

целям. Диаграммы, предназначенные для инженерных расчетов, имеют существенно больший масштаб. Кроме того, на них наносятся линии постоянных удельных объемов $v = \text{const}$, необходимые для расчета проходных сечений турбины.

1.6. ТЕПЛОВЫЕ ЦИКЛЫ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Цикл Ренкина

Паротурбинная установка — это непрерывно действующий тепловой двигатель, работающий на воде и водяном паре.

В паропроизводящую установку (котел — на ТЭС, парогенератор — на двухконтурной АЭС, сепаратор — на одноконтурной АЭС) подается питательная вода (рис. 1.13) с параметрами $p_{п.в}$ и $h_{п.в}$. За счет передачи воде теплоты q_1 происходит ее нагрев и испарение, и с параметрами p_0 , t_0 , h_0 пар поступает в турбину. Расширяясь, пар совершает работу l_T и с параметрами p_k , h_k , x_k идет в конденсатор. Здесь в теплоприемнике пар отдает свою теплоту конденсации q_2 охлаждающей воде и конденсат с энтальпией $h'_k \ll h_k$ поступает к питательному насосу. За счет затраты работы l_n в насосе давление питательной воды поднимается до значения $p_{п.в}$, с которым она поступает в паропроизводящую установку.

Наиболее совершенным в термодинамическом отношении является,

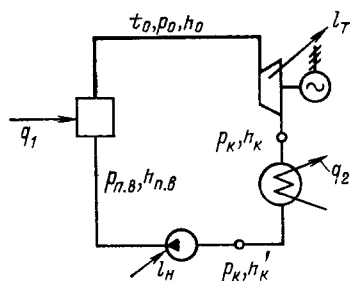


Рис. 1.13. Упрощенная схема простейшей ПТУ ТЭС

как мы знаем, тепловой цикл Карно. При использовании в качестве рабочего тела водяного пара цикл Карно в T, s -диаграмме будет иметь вид, показанный на рис. 1.14, а. При выбранных температурах пара перед турбиной и за ней такой цикл будет иметь действительно максимальный термический КПД. Однако для его реализации необходимо построить компрессор, сжимающий и конденсирующий изотропно пароводяную смесь из состояния a в состояние b . Технические трудности создания компрессора столь велики, а его удельная работа сжатия l_n столь значительна, что на практике цикл Карно для воды и водяного пара не используется, а применяется цикл, исследованный шотландским инженером Ренкиным и носящий его имя.

На рис. 1.14, б показан цикл Ренкина для турбоустановок ТЭС, использующих перегретый пар, при идеальных паровой турбине и насосе. Процесс расширения пара ok в такой турбине и сжатия в насосе aa' происходят изотропно, без потерь. Конечно, такие процессы являются идеализацией, однако они позволяют определить тот предел, который может быть получен при использовании цикла Ренкина.

Процесс $a'bco$ в цикле изображает изобарный подвод теплоты в котле (нагрев $a'b$, испарение bc и перегрев co), а процесс ka — конденсацию пара.

На рис. 1.14, в показан цикл Ренкина при использовании в турбине сухого насыщенного пара, обычно применяемого на АЭС. Его отличие от цикла Карно (см. рис. 1.14, а) состоит в полной конденсации пара с последующим повышением давления в насосе. Дополнительный цикл $aa'bb'$ имеет меньший термический КПД, чем цикл Карно $b'bcd$, поэтому цикл Ренкина оказывается менее экономичным. Наоборот, в цикле Ренкина, показанном на рис. 1.14, б, экономичность дополнительного цикла $k'cok$ будет выше, чем в основном цикле Карно, за счет перегрева пара.

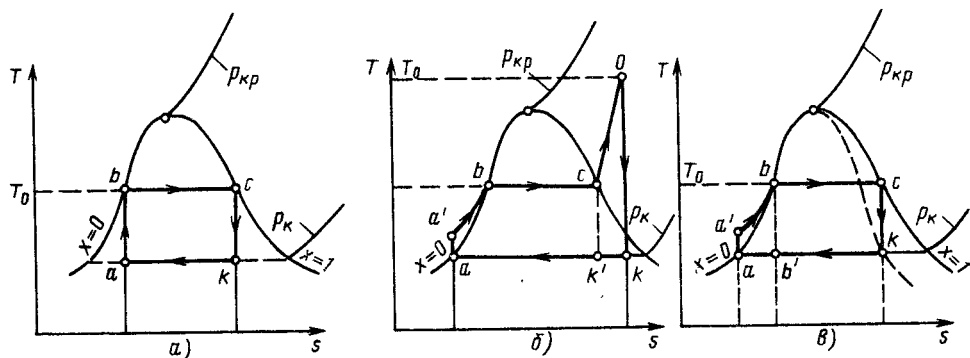


Рис. 1.14. Тепловые циклы паротурбинных установок:

a — цикл Карно; *б* — цикл для ТЭС с перегревом пара; *в* — цикл для АЭС с турбиной насыщенного пара

Соответственно может оказаться выше и термический КПД.

Коэффициент полезного действия простейшей турбоустановки

Определим термический КПД η цикла Ренкина (рис. 1.15). Учитывая, что обычно мощность насоса составляет в ПТУ всего несколько процентов мощности турбины, считаем, что точка *a* на последней диаграмме условно изображает состояние воды до и после питательного насоса одновременно.

При изобарическом подводе теп-

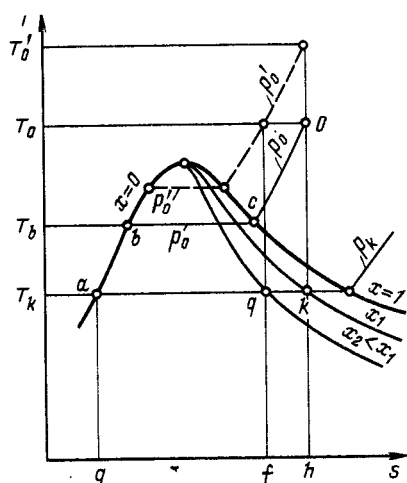


Рис. 1.15. Идеальный цикл Ренкина в *T, s*-диаграмме

лоты в ППУ

$$q_1 = h_0 - h_{п.в.},$$

где h_0 — энтальпия пара за ППУ; $h_{п.в.}$ — энтальпия питательной воды (см. рис. 1.13).

Если состояние пара перед турбиной изображается точкой *o* (см. рис. 1.15 и 1.16) и процесс расширения идет до точки *k* с параметрами p_k и h_{kt} , то теплота q_2 , отводимая охлаждающей водой в конденсаторе, равна

$$q_2 = h_{kt} - h'_k,$$

где h'_k — энтальпия конденсата. Тогда термический КПД цикла Ренкина равен

$$\eta_t = \frac{(h_0 - h_{п.в.}) - (h_{kt} - h'_k)}{h_0 - h_{п.в.}} \quad (1.13)$$

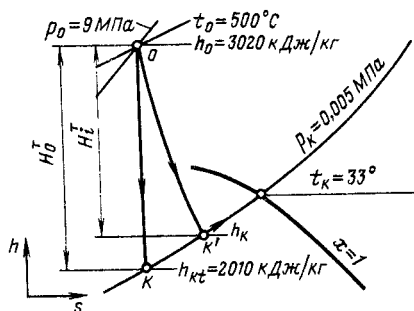


Рис. 1.16. Определение термического КПД идеального цикла Ренкина с помощью *h, s*-диаграммы

Поскольку разность $(h_{п.в} - h'_k)$ представляет собой работу насоса, отнесенную к 1 кг прокачиваемой воды, а разность $h_0 - h_{кг} = H_0^T$ — располагаемый теплоперенат турбины, то, пренебрегая работой насоса, из последней формулы получаем приближенное соотношение для определения термического КПД:

$$\eta_t = \frac{H_0^T}{h_0 - h'_k} = \frac{H_0^T}{q_1}. \quad (1.14)$$

С помощью соотношения (1.14) легко определить термический КПД η_t , пользуясь h , s -диаграммой. Если, например, параметры пара перед турбиной (см. рис. 1.16) $t = 500^\circ\text{C}$, $p = 9$ МПа, $h_0 = 3020$ Дж/г и пар расширяется до давления $p_k = 5$ кПа, то, двигаясь вниз по изоэнтропе до точки k , найдем энтальпию $h_k = 2010$ Дж/г и располагаемый теплоперенат $H_0^T = h_0 - h_{кг} = 1010$ Дж/г. Перемещаясь из точки k вдоль изобары $p = 5$ кПа до пересечения с пограничной кривой, найдем температуру насыщения (или кипящей воды) $t_k = 33^\circ\text{C}$. Так как теплоемкость воды $c_k = 4.19$ Дж/(г·К), то $h'_k = c_{в,t_k} = 138$ Дж/г. Тогда термический КПД цикла Ренкина равен

$$\eta_t = \frac{1010}{3020 - 138} = 0.35.$$

Из-за трения и других потерь в проточной части турбины процесс расширения пара идет не по изоэнтропе ok (рис. 1.16), а отклоняется вправо, заканчиваясь в точке k' с энтальпией $h_{k'}$, большей, чем $h_{кг}$. Разность энтальпий

$$H_0^T = h_0 - h_k \quad (1.15)$$

называется использованным теплоперепадом турбины, а отношение

$$\eta_{oi} = H_0^T / H_0^T \quad (1.16)$$

— относительным внутренним коэффициентом полезного действия турбины. Он характеризует аэродинамическое совершенство проточной части турбины. Для современных турбин $\eta_{oi} = 0.86 \div 0.88$. Отношение

$$\eta_i = H_0^T / q_1 \quad (1.17)$$

называется абсолютным внутренним КПД турбоустановки, так как он характеризует эффективность превращения теплоты в ра-

боту во всей турбоустановке.

Из соотношений (1.16) и (1.17) следует, что

$$\eta_i = \eta_t \eta_{oi}, \quad (1.18)$$

т. е. абсолютный внутренний КПД турбоустановки равен произведению термического КПД цикла и относительного внутреннего КПД турбины.

Если через G обозначить расход пара, то $P_i = GH_0^T$ — внутренняя мощность турбины, $P_0 = GH_0^T$ — располагаемая мощность турбины, $Q = Gq_1$ — тепловая мощность ППУ.

Часть ΔP_m внутренней мощности тратится на преодоление сил трения в подшипниках турбины и генератора, а часть ΔP_g — на потери в обмотках электрического генератора. В электрическую энергию преобразуется только доля внутренней мощности $P_g = P_i - \Delta P_m - \Delta P_g$.

Мощность $P_g = P_i - \Delta P_m$ называется мощностью на муфте электрического генератора, а отношение $\eta_m = P_g / P_i$ — механическим КПД турбоагрегата.

Отношение $\eta_{э,г} = P_g / P_e$ называется КПД электрического генератора, а отношение

$$\eta_{0,э} = \frac{P_g}{P_0} = \frac{P_g}{P_e} \frac{P_e}{P_i} \frac{P_i}{P_0} = \eta_{э,г} \eta_m \eta_{oi} \quad (1.19)$$

— относительным электрическим КПД турбоагрегата.

Произведение

$$\eta_s = \eta_t \eta_{0,э} \quad (1.20)$$

представляет собой абсолютный электрический КПД турбоустановки.

Чаще всего в качестве показателя экономичности турбоустановки используют удельный расход теплоты q_s — количество теплоты, необходимой для получения в турбоустановке единицы работы. Если теплоту и работу выражать в одинако-

вых единицах, то

$$q_+ = 1/\eta_+ \quad (1.21)$$

Если теплоту представлять в киллоджоулях, а работу — в киловатт-часах, то

$$q_+ = 3600/\eta_+ \quad (1.22)$$

Наконец, если теплоту выражать в килокалориях, а работу — в киловатт-часах, то

$$q_+ = 860/\eta_+ \quad (1.23)$$

Часто в качестве показателя экономичности теплофикационных турбин используют удельный расход пара

$$d_+ = G/P_+, \quad (1.24)$$

где G — расход пара на турбину.

Коэффициент полезного действия реальной ПТУ

Коэффициент полезного действия ПТУ определяется соотношением

$$\eta_+ = \eta_i \eta_{oi} \eta_{+T} \eta_{+M} \quad (1.25)$$

Механический КПД и КПД электрического генератора достаточно велики и составляют 0,98—0,99. Поэтому электрический КПД η_+ в основном определяется термическим КПД цикла η_i и относительным внутренним КПД η_{oi} . Правда, увеличение одного из них вообще не всегда ведет к увеличению экономичности, так как второй из них может уменьшаться.

Анализ влияния параметров пара на экономичность удобно вести с помощью T, s -диаграммы и используя представление об эквивалентном цикле Карно. Если площадь цикла Ренкина $abcoka$ (см. рис. 1.17) заменить равновеликим прямоугольником $aa'o'k$, являющимся циклом Карно с температурой источника теплоты T_+ , то η_i обоих циклов будет одинаковым. Таким образом, при фиксированной температуре конденсации T_k термический КПД цикла Ренкина будет тем выше,

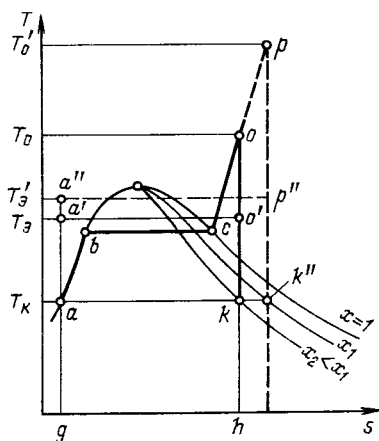


Рис. 1.17. Сравнение идеальных циклов с различными начальными температурами

чем больше T_+ эквивалентного цикла Карно.

Повышение начальной температуры пара T_0 цикла Ренкина (см. рис. 1.17) приводит к росту термического КПД, так как температура T_+ эквивалентного цикла $abcpk''a$ будет больше, чем температура T_+ цикла $abcoka$. Повышение T_0 , как видно из рис. 1.15, приводит одновременно к повышению степени сухости в конце процесса расширения, что одновременно приведет и к повышению η_{oi} турбины. К сожалению, повышение начальной температуры ограничено, как отмечалось выше, прочностью металла при высокой температуре.

Повышение начального давления от p_0 до p'_0 (рис. 1.17) при постоянной начальной температуре в общем случае приводит к росту η_i , однако эта зависимость оказывается очень пологой и часто не компенсируется уменьшением η_{oi} из-за увеличения влажности в конце процесса расширения. При этом снижается надежность работы последних ступеней турбины.

Поэтому для повышения экономичности вместе с повышением начального давления повышают и начальную температуру [например, при давлении p'_0 (рис. 1.17) обеспечивают начальную температуру T'_0]. Тогда можно получить ту же влаж-

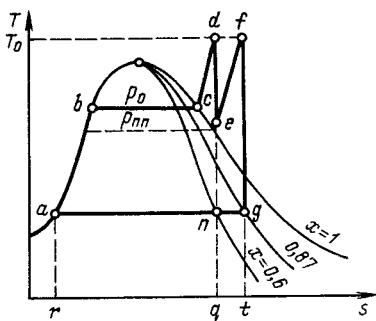


Рис. 1.18. Идеальный цикл с промежуточным перегревом пара

ность в последних ступенях, но увеличить термический КПД цикла.

Для повышения термического КПД конденсационных турбоустановок ТЭС часто применяют промежуточный перегрев пара. В этом случае (рис. 1.18) пар сначала расширяется по изэнтропе de до давления p_{np} (это давление часто называют разделительным), при котором еще не возникает влажности, а затем направляется в промежуточный пароперегреватель котла, где температура пара поднимается по изобаре ef до начальной (а иногда и большей) температуры. Затем пар расширяется по изэнтропе fg до давления в конденсаторе.

Ясно, что термический КПД дополнительного цикла $nefgn$ больше, чем основного цикла $abcde$ без промежуточного перегрева пара. Введение промежуточного перегрева уменьшает также влажность в последних ступенях, что увеличивает η_{oi} . В целом применение промежуточного перегрева пара позволяет получить выигрыш в экономичности в 5—6 %. При этом усложняются, конечно, и котел, и турбина, и их эксплуатация.

Для турбин АЭС также используется промежуточный перегрев пара с предварительной сепарацией влаги в сепараторе (см. рис. 1.4). Тепловой цикл для этого случая показан на рис. 1.19. Изэнтропа cd показывает расширение пара в турбине до тех пор, пока влажность не достиг-

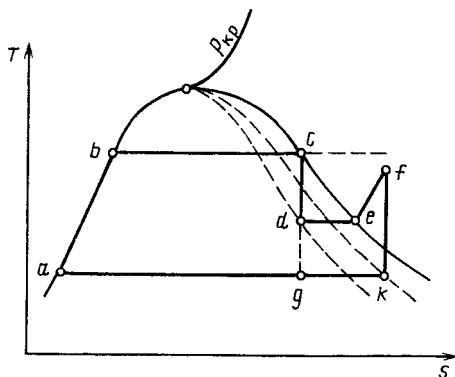


Рис. 1.19. Цикл с промежуточными сепарацией и перегревом свежим паром для турбин АЭС

нет 13—15 %. Затем пар направляется в сепаратор, где при относительно малом уменьшении давления происходит отделение воды (процесс de). Затем осуществляется промежуточный перегрев пара свежим паром (процесс ef) и расширение до давления в конденсаторе (процесс fk). Ясно, что термический КПД дополнительного цикла $defkg$ меньше, чем основного цикла $abcg$. Таким образом, *промежуточный перегрев пара свежим паром на АЭС не увеличивает термический КПД цикла*. Однако он существенно уменьшает влажность в конце процесса расширения, что повышает относительный внутренний КПД турбины и, главное, увеличивает надежность ее деталей.

Во всех современных ПТУ используется регенеративный подогрев

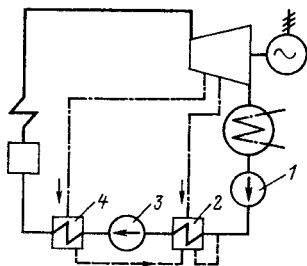


Рис. 1.20. ПТУ с регенеративным подогревом питательной воды:

1 — конденсатный насос; 2 — ПНД; 3 — питательный насос; 4 — ПВД

грев питательной воды паром, отбираемым из промежуточных ступеней турбины (рис. 1.20). В этом случае теплота пара отбора отдается питательной воде, а не безвозвратно охлаждающей воде в конденсаторе. Чем сильнее нагревается питательная вода перед подачей в ППУ, тем больше термический КПД цикла. В пределе температура питательной воды может быть доведена до температуры насыщения, соответствующей давлению отбираемого пара. Однако чрезмерный нагрев питательной воды не только увеличивает капиталовложения в подогреватели, но и ухудшает использование теплоты дымовых газов котла (см. рис. 1.1): с ростом температуры питательной воды будет расти температура уходящих газов котла (иначе не будут работать его экономайзер и воздухоподогреватель) и снижается его КПД.

Поэтому температура питательной воды выбирается на основе технико-экономических расчетов с учетом всего оборудования энергетической установки.

Для турбин АЭС выполнение отборов пара имеет дополнительную целесообразность. Конструктивно отборы пара производятся из зон турбины с повышенной концентрацией влаги. Поэтому вместе с паром отбора происходит отвод значительного количества влаги, что повышает экономичность и надежность работы деталей турбины.

Контрольные вопросы и задачи

1. Что представляет собой паротурбинный агрегат?

2. Чем отличаются паропроизводящие установки на ТЭС и АЭС?

3. Почему экономайзер и воздухоподогреватель котла установлены в его выходной шахте?

4. Почему тепловой цикл электростанции выполняют замкнутым?

5. Чем отличается блочная компоновка электростанции от неблочной?

6. Назовите отличия одноконтурной АЭС от двухконтурной. Какие типы энергетических реакторов используются на них?

7. Что такое параметры состояния? Назовите параметры состояния для воды, сухого насыщенного и перегретого пара.

8. Что такое энтальпия?

9. В чем состоит первый закон термодинамики? Как он реализуется при расширении пара в турбине?

10. Для чего используются T - s - и h - s -диаграммы?

11. В чем состоит второй закон термодинамики?

12. Какова температура воды и пара при работе деаэратора, давление в котором 0,7 МПа?

13. Что такое критические параметры пара?

14. Что такое удельная теплота парообразования?

15. Назовите параметры, определяющие состояние влажного, сухого насыщенного и перегретого пара.

16. Определите состояние пара в конце процесса расширения, располагаемый и использованный теплоперепады турбины, если $p_0 = 13$ МПа, $t_0 = 540^\circ\text{C}$, $p_k = 5$ кПа, $\eta_{01} = 0,85$. Определите термический КПД турбоустановки.

17. Определите удельный расход тепла турбоустановки, если $\eta_p = 38\%$.

18. Почему промежуточный паровой перегрев пара на АЭС не приводит к повышению термического КПД цикла? Повышает ли он относительный внутренний КПД турбины?

19. В чем преимущества регенеративного цикла Ренкина?

20. В паропроводе протекает пар с давлением 3,4 МПа и температурой 350°C . Какой пар протекает по паропроводу?

21. Почему в ПТУ начальное давление пара нельзя изменять независимо от начальной температуры?

2.1. ИСТЕЧЕНИЕ ПАРА ИЗ СОПЛА

Преобразование внутренней энергии пара в работу в турбине происходит в соответствии с первым законом термодинамики, конкретная запись которого для быстро движущегося пара имеет специфическую форму.

Рассмотрим протекание пара по каналу переменного сечения (рис. 2.1, а). Пусть для простоты выкладок в единицу времени через сечение $0-0$ протекает 1 кг пара, а параметры пара на входе: давление p_0 , температура T_0 , удельный объем v_0 , скорость c_0 .

Ясно, что массовый расход пара G через любое сечение F канала будет одинаков и равен

$$G = Fc/v = \text{const}, \quad (2.1)$$

где c — скорость пара. Соотношение (2.1) называется уравнением неразрывности. Из него следует, что скорость пара на участке между сечениями $0-0$ и $1-1$

$$c = Gv/F \quad (2.2)$$

будет изменяться из-за изменения площади сечения канала и удельного объема пара. Соответственно в сечении $1-1$ параметры пара p_1 , v_1 , T_1 и c_1 .

В соответствии с первым законом термодинамики теплота q , подводимая на участке канала между сечениями $0-0$ и $1-1$, расходуется на повышение внутренней энергии пара $\Delta u = u_2 - u_1$ и совершение работы l , имеющей несколько составляющих.

Прежде всего, если канал движется, то совершается техническая работа l_T . В частности, это относится к каналам, расположенным на роторе турбины (рабочих лопаток), протекание пара в которых обеспечивает вращение ротора, т. е. получение полезной работы.

Далее, поскольку скорости пара в сечениях $0-0$ и $1-1$ разные, произойдет изменение кинетической энергии потока на величину

$$l_k = 1/2 c_1^2 - 1/2 c_0^2.$$

Для того чтобы пропустить за 1 с через сечение $0-0$ 1 кг пара, необходимо через сечение $1-1$ удалить такое же количество пара, т. е. необходимо совершить работу, равную работе условного поршня (рис. 2.1, б), перемещающего за 1 с 1 кг пара из сечения $a-a$ в сечение $0-0$:

$$l_0 = p_0 F_0 h_0 = p_0 v_0,$$

где F_0 — площадь условного поршня.

Соответственно пар, вытесненный из сечения $1-1$, переместит другой условный поршень в сечение $b-b$, т. е. совершит работу

$$l_1 = p_1 F_1 h_1 = p_1 v_1,$$

где F_1 — площадь второго условного поршня.

Разность работ $l_n = l_1 - l_0 = p_1 v_1 - p_0 v_0$ называется работой проталкивания.

Тогда суммарная работа $l = l_T + l_k + l_n$ и в соответствии с первым законом термодинамики

$$q = u_1 - u_0 + p_1 v_1 - p_0 v_0 + 1/2 c_1^2 - 1/2 c_0^2 + l_T.$$

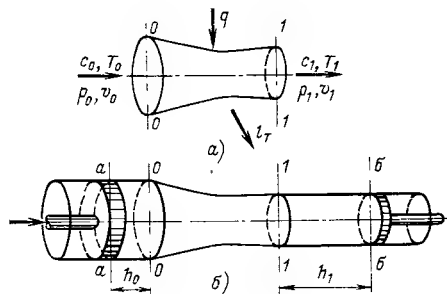


Рис. 2.1. К выводу уравнения первого закона термодинамики для потока газа

Так как $h = u + pv$, то окончательно получаем

$$q = h_1 - h_0 + \frac{1}{2}c_1^2 - \frac{1}{2}c_0^2 + l_\tau, \quad (2.3)$$

т. е. теплота, подводимая к движущемуся потоку, расходуется на изменение его энтальпии $h_1 - h_0$, кинетической энергии и совершение работы l_τ .

Рассмотрим частный случай движения пара в неподвижном канале — сопле. Если канал хорошо изолирован и не происходит выделения тепла внутри потока из-за трения, т. е. течение является изоэнтропийным, то $q = 0$. Неподвижный канал никакой работы не совершает, т. е. $l_\tau = 0$. Тогда из (2.3) следует

$$\frac{1}{2}c_1^2 - \frac{1}{2}c_0^2 = h_0 - h_1, \quad (2.4)$$

т. е. изменение скорости пара в сопле происходит вследствие уменьшения его энтальпии. Таким образом, если на входе в сопло энтальпия h_0 , а за соплом $p_1 < p_0$, то на выходе из сопла пар будет иметь скорость

$$c_1 = \sqrt{c_0^2 + 2(h_0 - h_1)}. \quad (2.5)$$

Следовательно, в соплах или в сопловых каналах происходит преобразование энтальпии в кинетическую энергию потока.

Пример 2.1. Определить скорость пара на выходе из сопла при изоэнтропийном истечении, если параметры перед соплом $p_0 = 12$ МПа, $t_0 = 550^\circ\text{C}$, а давление за соплом $p_1 = 9$ МПа. Скорость пара перед соплом $c_0 = 100$ м/с.

Начальная энтальпия $h_0 = 3480$ Дж/г, конечная $h_1 = 3386$ Дж/г. Тогда

$$c_1 = \sqrt{100^2 + 2(3480 \cdot 10^3 - 3386 \cdot 10^3)} = 445 \text{ м/с.}$$

Физическая причина возрастания скорости при движении пара в сопле очевидна: как видно из h, s -диаграммы (см. рис. 1.12), при изоэнтропийном расширении пара удельный объем увеличивается и при выполнении условия неразрывности (2.1) скорость пара должна увеличиваться даже в канале постоянного сечения; тем более она будет расти, если канал выполнить суживающимся.

При фиксированных параметрах пара перед соплом уменьшающейся или постоянной площади сечения при снижении давления за ним — противодавления p_1 — скорость пара на выходе из сопла будет возрастать до достижения критического противодавления p_{1*} . При этом на выходе из сопла возникает критическая скорость истечения и максимальный критический расход пара через сопло. Возникающая на выходе из сопла критическая скорость c_* будет совпадать со скоростью звука a_* , которая, как известно из физики, зависит только от параметров состояния: давления и удельного объема пара.

Если перед соплом изменять давление p_0 , то критическое давление p_{1*} также будет изменяться, однако их отношение $\epsilon_* = p_{1*}/p_0$, называемое критическим отношением давлений, останется неизменным.

Отношение ϵ_* зависит от состояния пара: для сухого насыщенного пара $\epsilon_* = 0,577$, а для перегретого $\epsilon_* = 0,546$.

Если за суживающимся соплом поддерживать давление $p_1 < p_{1*}$, то пар, конечно, будет расширяться до этого давления. При этом на выходе из сопла (срезе) установятся давление p_{1*} и скорость c_* . За соплом будет происходить беспорядочное расширение пара до давления p_1 и

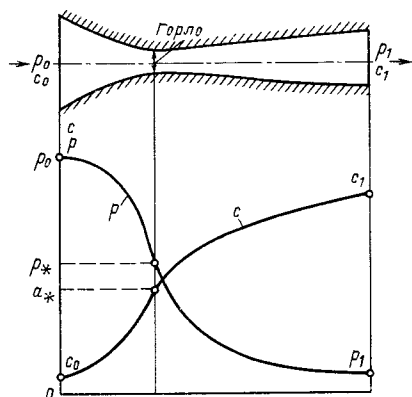


Рис. 2.2. Изменение параметров пара при течении в сопле Лавала

дополнительного ускорения потока происходить не будет. Таким образом, если использовать суживающееся сопло, то для ускорения потока используется только разность энтальпий $h_0 - h_*$, где h_* — энтальпия, соответствующая критическим параметрам.

Для того чтобы ускорить поток до скорости $c_1 > c_* = a_*$, необходимо канал выполнить в виде сопла Лаваля: вслед за критическим сечением — горлом (см. рис. 2.2) — расположить расширяющуюся часть. В таком сопле можно полезно использовать на разгон пара всю разность энтальпий $h_0 - h_1$.

2.2. Турбинные решетки

Конструкция турбины, имеющей вращающийся ротор, предопределяет использование в качестве каналов для течения пара кольцевых решеток. Это система каналов, образованных одинаковыми профилями специальной формы (рис. 2.3). Форму каналов можно увидеть из цилиндрических сечений решетки (например, по диаметру d на рис. 2.3) и последующей их развертки на плоскости. Соответствующим выбором формы профилей (рис. 2.4) и их расположением в решетке можно создать каналы с требуемым законом изменения площади сечения. Например, решетка, показанная на рис. 2.4, а, имеет сильно суживаю-

щиеся каналы (от ширины a'_1 на входе до ширины a_1 на выходе) и используется для ускорения потока до скоростей, меньших скорости звука. Наоборот, решетка, приведенная на рис. 2.4, в, для которой $a'_1 > a_{\min}$ и $a_1 > a_{\min}$, служит для получения сверхзвуковых скоростей. На рис. 2.4, б показана решетка почти постоянного сечения ($a'_1 = a_1$), в которой ускорения потока практически не происходит.

На профиле различают входную и выходную кромки, спинку (выпуклую часть) и сторону давления (вогнутую часть). Выходная часть решетки *qpr* (см. рис. 2.4, а) называется косым срезом. Если в сечении *pq* устанавливаются критические параметры, то косой срез играет роль расширяющейся части сопла Лаваля и поэтому в суживающейся решетке можно получить небольшие сверхзвуковые скорости потока.

Кроме формы профиля и угла установки α_y (или β_y), показанных на рис. 2.4, кольцевая решетка характеризуется высотой l (см. рис. 2.3) и средним диаметром $d = 1/2(d_n + d_k)$, хордой b , шагом t .

Важное значение имеют относительный шаг $\bar{t} = t/b$, относительная высота $\bar{l} = l/b$ и верность l/d .

Течение пара в кольцевых решетках подчиняется законам, рассмотренным в § 2.1. В частности, если пар расширяется изоэнтропийно в неподвижной решетке от состояния А (рис. 2.5) до состояния В, то скорость пара на выходе из решетки равна

$$c_{11} = \sqrt{c_0^2 + 2(h_0 - h_{11})}, \quad (2.6)$$

где c_0 — скорость пара на входе в решетку; h_{11} — энтальпия пара в конце процесса изоэнтропийного расширения.

В действительности за счет сил трения между частицами пара и пара о поверхность профилей часть кинетической энергии превращается

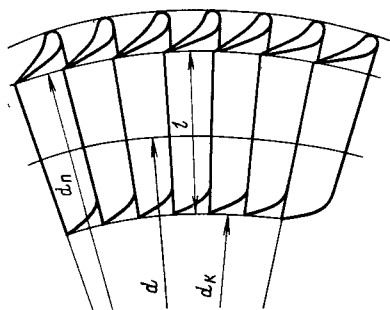


Рис. 2.3. Кольцевая турбинная решетка (изображен только сектор решетки)

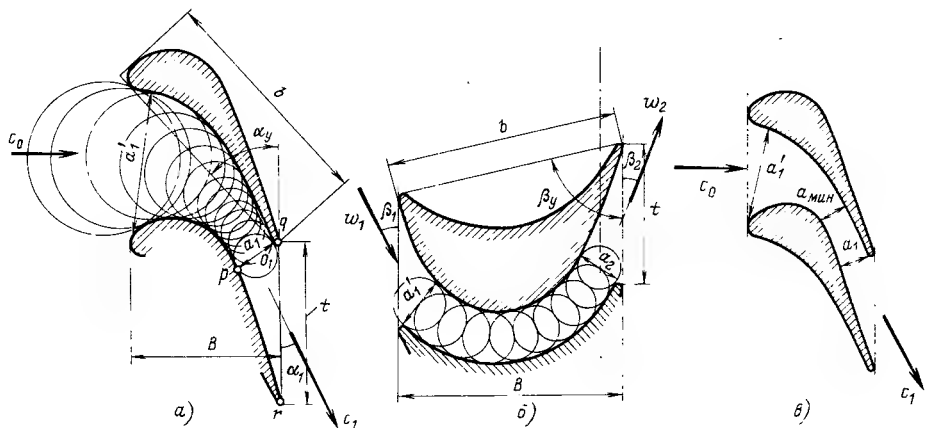


Рис. 2.4. Развертки профилей турбинных решеток:

а, б — с каналами соответственно сильно и слабо уменьшающегося сечения; в — с каналами типа сопла Лавала

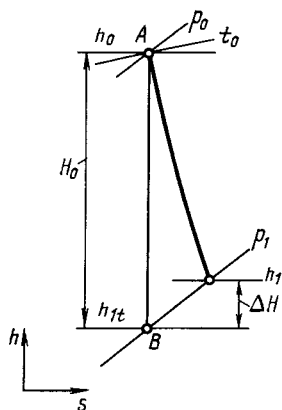


Рис. 2.5. Процесс расширения пара в сопле в h, s -диаграмме

в теплоту и процесс расширения сопровождается возрастанием энтропии. В результате на выходе из решетки пар будет иметь энтальпию $h_1 > h_{1t}$ (рис. 2.5). Действительная скорость пара на выходе из решетки равна

$$c_1 = \sqrt{c_0^2 + 2(h_0 - h_1)}. \quad (2.7)$$

Величину

$$\Delta H = 1/2 c_{1t}^2 - 1/2 c_1^2 = h_1 - h_{1t}$$

называют условно абсолютной потерей энергии в решетке.

Обычно эффективность решетки оценивают не по абсолютной потере энергии, а по коэффициенту

потерь энергии

$$\zeta = \Delta H / (1/2 c_{1t}^2) = 1 - (c_1 / c_{1t})^2. \quad (2.8)$$

Отношение $\varphi = c_1 / c_{1t}$ называют коэффициентом скорости. Таким образом,

$$\zeta = 1 - \varphi^2. \quad (2.9)$$

Важной характеристикой решетки является коэффициент расхода μ . Если бы течение в решетке было изотропным, то через нее протекал бы теоретический расход $G_{1t} = c_{1t} F / v_{1t}$, где v_{1t} — удельный объем пара в конце изотропного расширения. В реальных условиях расход G оказывается меньше теоретического; величина $\mu = G / G_{1t}$ называется коэффициентом расхода. Для турбинных решеток, работающих на перегретом паре, $\mu = 0,93 \div 0,98$, а на влажном $\mu = 0,94 \div 1,04$.

2.3. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ В ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ

Турбинной ступенью называется совокупность неподвижной (сопловой) и вращающейся (рабочей) решеток. В ступени происходит преобразование части общего теплоперепада турбины H_0^* в работу. На-

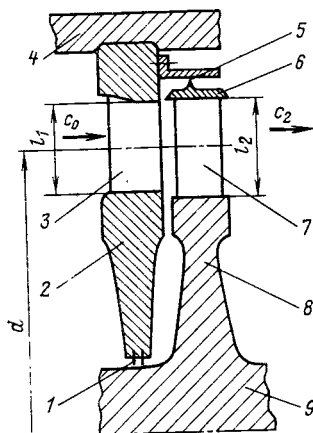


Рис. 2.6. Схематическое изображение турбинной ступени:

1 - диафрагменное уплотнение; 2 - диафрагма; 3 - сопловая решетка; 4 - корпус турбины; 5 - надбандажное уплотнение; 6 - ленточный бандаж; 7 - рабочая решетка; 8 - диск; 9 - вал.

значение сопловой решетки — преобразовать с минимальными потерями внутреннюю энергию потока в кинетическую энергию кольцевых струй пара (напомним, что при протекании пара через неподвижную решетку работа не совершается). Назначение рабочей решетки — преобразовать кинетическую энергию (и частично внутреннюю) в работу.

Ступень турбины схематически показана на рис. 2.6. Сопловая решетка установлена в диафрагме, представляющей собой разъемное по горизонтальному диаметру кольцо. Между вращающимся валом и неподвижной диафрагмой установлено уплотнение, допускающее лишь очень малую протечку пара мимо сопловой решетки. Рабочие лопатки, профили которых образуют рабочую решетку, закреплены на

Рис. 2.7. Распределение давления по профилю лопатки:

а — распределение давлений; б — окружные проекции давлений на вогнутую и выпуклую лопатки

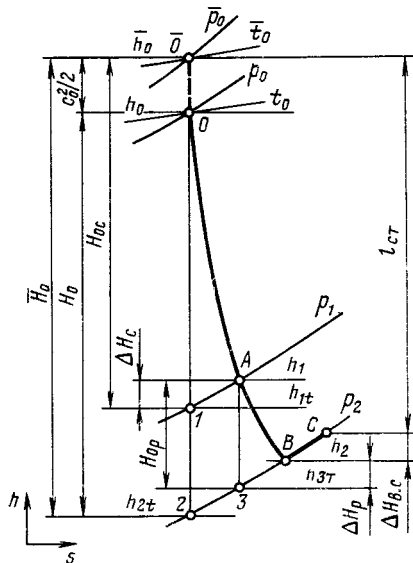
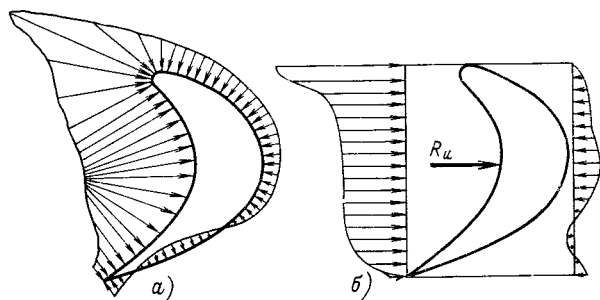


Рис. 2.8. Процесс расширения пара в ступени в h, s -диаграмме

диске. На периферии рабочих лопаток имеется ленточный бандаж с надбандажным уплотнением, препятствующим протечке пара мимо рабочей решетки.

Качественно преобразование энергии в турбинной ступени можно объяснить следующим образом. Пар в сопловой решетке расширяется от параметров p_0, h_0 до параметров p_1, h_1 , в результате чего из сопловых каналов под малым углом к плоскости выходных кромок выходит кольцевая струя пара большой скорости. Эта струя обтекает профили рабочей решетки, образуя на их поверхностях распределение давления, показанное на рис. 2.7, а. Результирующая окружных проекций давления (рис. 2.7, б) на вогнутой

стороне профиля больше, чем на спинке, в результате чего возникает окружная сила R_u , вращающая диск, закрепленный на валу.

Дополнительная реактивная сила может возникать за счет расширения пара в каналах рабочей решетки при выполнении их суживающимися.

Процесс расширения пара в h, s -диаграмме показан на рис. 2.8. Состояние пара перед ступенью характеризуется точкой O со статическими параметрами p_0, t_0, h_0 и скоростью c_0 . Можно считать, что скорость c_0 получена в результате изэнтропийного расширения от некоторой точки $\bar{O}$, энтальпия в которой $\bar{h}_0 = h_0 + c_0^2/2$, а скорость равна нулю. Иными словами, точка O изображает состояние заторможенного потока пара перед ступенью, а параметры p_0, t_0 и h_0 в ней называются параметрами торможения. Для их получения необходимо на h, s -диаграмме от точки O отложить вверх по изэнтропе значение кинетической энергии $c_0^2/2$ и получить точку $\bar{O}$.

Величина H_0 , подсчитанная от статических параметров, называется располагаемым теплоперепадом ступени, а величина $\bar{H}_0$ — располагаемым теплоперепадом, подсчитанным от параметров торможения.

Величина теплоперепада $H_{0c} = \bar{h}_0 - h_{1t}$ называется располагаемым теплоперепадом соловой решетки.

Как мы уже знаем, реальный процесс расширения в сопловой решетке пойдет не по изэнтропе $O-I$ до давления p_1 , а с отклонением от нее и закончится в точке A с энтальпией h_{1t} . В результате возникнет потеря энергии в соловой решетке

$$\Delta H_c = h_1 - h_{1t} = (1 - \varphi^2) c_{1t}^2/2, \quad (2.10)$$

а пар выйдет со скоростью

$$c_1 = \varphi c_{1t}, \quad (2.11)$$

где φ — коэффициент скорости, а c_{1t}

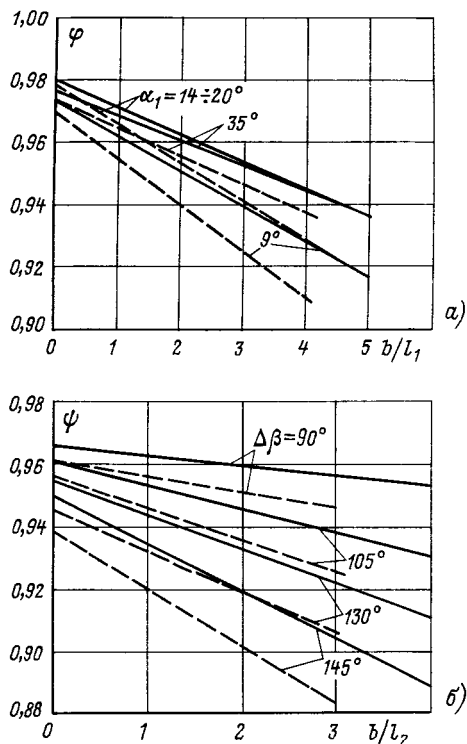


Рис. 2.9. Коэффициенты скорости для кольцевых турбинных решеток в зависимости от l/b , угла $\Delta\beta$ (или α_1) и $\theta = d/l$ ($\theta > 10^\circ$ сплошные, $\theta < 10^\circ$ штриховые линии)

подсчитывается по соотношению (2.6).

Коэффициент скорости φ в правильно профилированной решетке зависит (рис. 2.9, а) в основном от относительной высоты l , угла выхода потока α_1 из решетки (см. рис. 2.4) и режима работы. Обычно $\varphi = 0.94 \div 0.97$.

Разность энтальпий (см. рис. 2.8)

$$H_{0p} = h_1 - h_{3t} \quad (2.12)$$

называется располагаемым теплоперепадом рабочей решетки. Благодаря ему дополнительно ускоряется поток пара в каналах рабочей решетки. Если из сопловой решетки пар выходит со скоростью c_1 , то на рабочую решетку он поступает со скоростью w_1 , равной разности векторов c_1 и u , где u — окружная скорость рабочих лопаток (подробнее см. § 2.6). Теоретическая

скорость выхода пара из рабочих каналов относительно вращающихся рабочих лопаток равна

$$\omega_{2t} = \sqrt{\omega_1^2 + 2H_{0p}}. \quad (2.13)$$

При расширении пара в рабочей решетке также возникают потери энергии, подсчитываемые аналогично потерям в соплах:

$$\Delta H_p = h_2 - h_{3l} = (1 - \psi^2) \omega_{2l}^2 / 2, \quad (2.14)$$

где ψ — коэффициент скорости для рабочей решетки, зависящий (рис. 2.9, б) от относительной высоты решетки и угла поворота потока пара в ней $\Delta\beta = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$ (см. рис. 2.4, б). Обычно $\psi = 0,90 \div 0,94$.

Действительная скорость выхода пара равна

$$\omega_2 = \psi \omega_{2l}. \quad (2.15)$$

Пар покидает ступень со скоростью c_2 , равной сумме векторов ω_2 и u . Кинетическая энергия потока, равная

$$\Delta H_{вс} = c_2^2 / 2, \quad (2.16)$$

не может быть использована в рассматриваемой ступени, и потому она условно называется потерей с выходной скоростью. Отложив вдоль изобары отрезок BC (см. рис. 2.8) с учетом энтальпии в точке C

$$h_c = h_2 + \Delta H_{вс},$$

получим отрезок $l_{ст}$, представляющий полезную работу ступени, отнесенную к 1 кг протекающего пара.

2.4. СТЕПЕНЬ РЕАКТИВНОСТИ СТУПЕНИ

В общем случае располагаемый теплотерпад ступени $\bar{H}_0$ распределяется между сопловой и рабочей решетками (рис. 2.10, а):

$$\bar{H}_0 = H_{0с} + H_{0p}. \quad (2.17)$$

Отношение располагаемого теплотерпада рабочей решетки к теплотерпаду ступени, подсчитанному от параметров торможения, называется

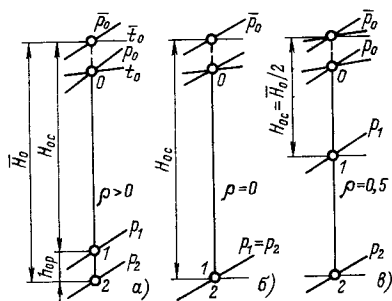


Рис. 2.10. Изэнтропийные процессы расширения пара в ступенях с различной степенью реактивности

степенью реактивности ступени:

$$\rho = H_{0p} / H_0. \quad (2.18)$$

Такое название связано с тем, что при $\rho > 0$ в рабочей решетке происходит расширение пара и возникает дополнительная реактивная сила, вращающая рабочий диск.

При $\rho = 0$ ступень называется чисто активной. В ней расширение пара происходит только в сопловой решетке (см. рис. 2.10, б), а передача кинетической энергии рабочим лопаткам происходит только благодаря повороту струй пара в каналах рабочей решетки. Ускорения потока в рабочей решетке не происходит, и скорости пара на входе и на выходе одинаковы. Поэтому каналы рабочей решетки активной ступени имеют постоянное проходное сечение.

Активными ступенями называются ступени с небольшой степенью реактивности ($\rho = 0 \div 0,25$).

Ступень, в которой степень реактивности близка к $\rho = 0,5$ и более, называется реактивной. В ней (рис. 2.10, в) происходит расширение пара и в сопловой, и в рабочей решетке примерно в равной степени. Возникающее на рабочих лопатках окружное усилие определяется не только «активными» струями пара, выходящими из сопловой решетки, но и реактивной силой ускоряющегося в рабочей решетке пара.

Разделение ступеней на активные и реактивные условно и справедливо только для ступеней с малой веер-

ностью l/d , т. е. для ступеней с короткими по сравнению с диаметром решетки лопатками. При $l/d < 10$ (см. § 2.10) параметры пара изменяются по высоте и в корневом сечении степень реакции может быть близка к нулю, а в периферийном достигать 0,7 и выше. Таким образом, в общем случае правильнее говорить не о степени реактивности ступени, а о степени реактивности участка ступени, относящегося к какому-либо радиусу.

2.5. ТРЕУГОЛЬНИКИ СКОРОСТЕЙ

Наглядное представление о режиме работы ступени и ее экономичности дают диаграммы векторов скоростей потока пара, называемые треугольниками скоростей.

На рис. 2.11, а справа схематически показано, как за счет расширения пара уменьшается его давление в сопловой решетке от p_0 до p_1 . При этом если на входе в решетку скорость пара c_0 была мала, то на

выходе она существенно возрастает до значения c_1 и направлена под углом α_1 , определяемым соотношением

$$\sin \alpha_1 \approx a_1/t_1. \quad (2.19)$$

Скорость выхода пара из сопловой решетки наглядно изображается вектором $\vec{c}_1$. Однако на профили движущейся решетки пар будет поступать не под углом α_1 , а под другим углом, так как решетка вращается с окружной скоростью, изображаемой вектором $\vec{u}$, величина которого равна

$$u = \omega d/2, \quad (2.20)$$

где ω — угловая скорость вращения; d — диаметр ступени. В результате пар натекает на рабочие лопатки под углом β_1 с относительной скоростью $\vec{w}_1$, равной разности векторов $\vec{c}_1$ и $\vec{u}$. Профили рабочих лопаток должны быть выбраны и установлены так, чтобы обеспечить безударный вход пара на рабочую решетку. В этом случае в ней не будет больших потерь.

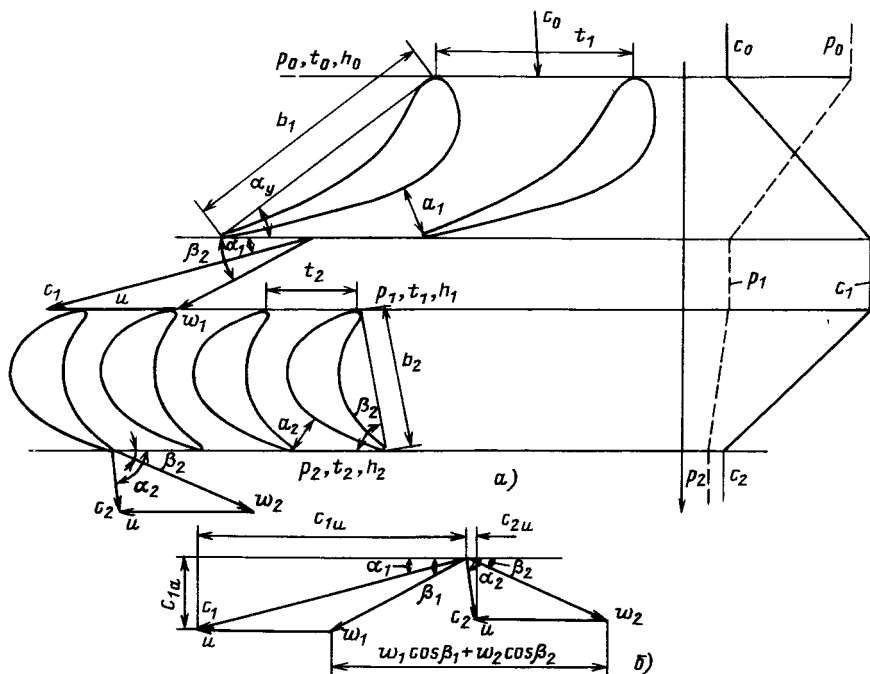


Рис. 2.11. Треугольники скоростей для ступени:

а — векторы скоростей потока; б — треугольники скоростей.

Построенные таким образом векторы образуют треугольник, часто называемый входным треугольником скоростей.

Пар, поступив в каналы рабочей решетки, взаимодействует с ее профилями, создавая окружную силу R_u , вращающую диск. Покидает пар рабочую решетку с относительной скоростью $\vec{w}_2$, значение которой подсчитывается по соотношению (2.15), а угол выхода в относительном движении определяется по формуле

$$\sin \beta_2 \approx a_2/t_2, \quad (2.21)$$

где a_2 — ширина канала рабочей решетки на выходе.

Абсолютная скорость выхода пара $\vec{c}_2$ представляет собой сумму векторов $\vec{w}_2$ и $\vec{u}$. Она будет составлять угол α_2 с плоскостью вращения. Полученный треугольник векторов скоростей называют выходным треугольником скоростей.

Входной и выходной треугольники скоростей обычно совмещают (см. рис. 2.11, б) и кратко называют треугольниками скоростей. Они позволяют лучше понять, каким образом в ступени внутренняя энергия пара превращается в работу. Напомним, что при протекании пара через сопловую решетку техническая работа не производится, так как решетка неподвижно закреплена в диафрагме, но зато пар разгоняется от скорости c_0 до скорости c_1 . В рабочей решетке скорость потока уменьшается от значения c_1 до значения c_2 и именно поэтому на рабочих лопатках возникает движущее окружное усилие и совершается работа. Подсчитать возникающую окружную силу можно с помощью известной из физики теоремы импульсов, утверждающей, что изменение в окружном направлении количества движения пара за 1 с $G(\omega_1 \cos \beta_1 + \omega_2 \cos \beta_2)$ равно импульсу окружной силы, т. е.

$$R_u = G(\omega_1 \cos \beta_1 + \omega_2 \cos \beta_2). \quad (2.22)$$

Из рис. 2.11, б следует, что чем

меньше углы β_1 и β_2 , тем большая сила R_u возникает на лопатках. Однако большее значение R_u вовсе не означает большую эффективность преобразования внутренней энергии пара в работу.

Действительно, представим себе чисто активную ступень, в которой площадь рабочих каналов постоянна. Тогда по уравнению неразрывности (см. рис. 2.4, б) $\omega_1 t \sin \beta_1 = \omega_2 t \sin \beta_2$ и, следовательно, $\omega_1 = \omega_2$; $\beta_1 = \beta_2$. Пусть треугольники скоростей для такой ступени представлены на рис. 2.12, а сплошными линиями. Если уменьшить теплоперепад ступени, оставив неизменным угол α_1 и окружную скорость u (т. е. частоту вращения), то треугольники скоростей изменятся (штриховые линии). Нетрудно видеть, что при этом окружное усилие R_u уменьшится, но экономичность ступени возрастет, так как уменьшится потеря с выходной скоростью $\Delta H_{в.с}$ из-за уменьшения скорости c_2 . При дальнейшем уменьшении теплоперепада скорость c_2 будет уменьшаться и, наконец, примет минимальное значение при $\alpha_2 = 90^\circ$. В этом случае треугольники скоростей будут оптимальными и приобретут вид, показанный на рис. 2.12, б. Очевидно, в этом случае $2u = c_1 \cos \alpha_1$.

Так как угол α_1 обычно мал ($\alpha_1 = 12 \div 16^\circ$), то для обеспечения максимальной экономичности на номинальном режиме работы ступень должна быть спроектирована так,

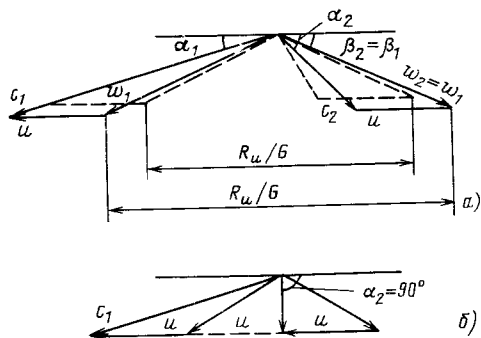


Рис. 2.12. Неоптимальные (а) и оптимальные (б) треугольники скоростей

чтобы окружная скорость рабочих лопаток была примерно вдвое меньше скорости выхода пара из сопл.

В практических расчетах удобнее в качестве характеристики оптимальности ступени использовать не отношение u/c_1 , а близкое к нему отношение $x_\phi = u/c_\phi$, где c_ϕ — фиктивная (условная) скорость, определяемая из соотношения

$$c_\phi = \sqrt{2H_0}. \quad (2.23)$$

Для реальных активных ступеней оптимальное значение определяется соотношением

$$x_\phi^{\text{опт}} = \varphi \cos \alpha_1 / (2\sqrt{1-\rho}) \quad (2.24)$$

и лежит в пределах 0,42–0,55. Для реактивных ступеней $x_\phi^{\text{опт}} = 0,55 \div 0,65$.

Существование для ступени оптимального отношения x_ϕ , как мы увидим ниже, имеет глубокий смысл и очень сильно влияет на конструкцию всей турбины.

Пример 2.2. Определить основные размеры проточной части промежуточной ступени турбины и построить для нее треугольники

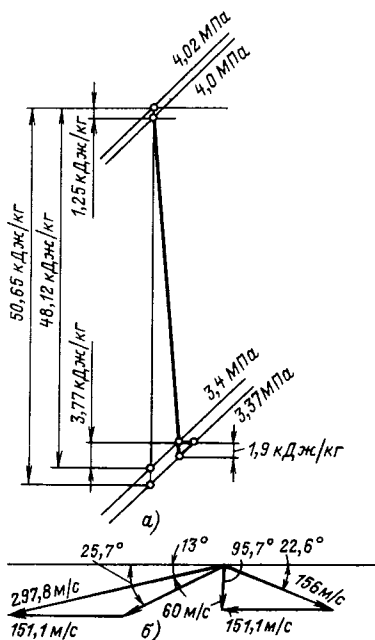


Рис. 2.13. Треугольники скоростей для ступени, рассчитанной в примере 2.2

скоростей по следующим исходным данным: начальные параметры $p_0 = 4$ МПа, $t_0 = 410^\circ\text{C}$, $p_2 = 3,37$ МПа, $c_0 = 40$ м/с; расход пара через ступень $G = 100$ кг/с; частота вращения $n = 50$ с $^{-1}$.

Строя изэнтропийный процесс расширения пара в ступени в h , s -диаграмме (рис. 2.13, а), получаем $h_0 = 3238$ кДж/кг, $h_2 = 3188,6$ кДж/кг и, следовательно, располагаемый теплоперепад

$$H_0 = h_0 - h_2 = 49,4 \text{ кДж/кг.}$$

Определяя кинетическую энергию на входе в ступень $c_0^2/2 = 1,25$ кДж/кг и откладывая ее вверх от точки с параметрами p_0 , t_0 , получаем параметры торможения: $h_0 = 3239,5$ кДж/кг, $p_0 = 4,02$ МПа; располагаемый теплоперепад ступени, подсчитанный по параметрам торможения, $H_0 = 49,1 + 1,25 = 50,65$ Дж/г. Тогда фиктивная скорость $c_\phi = \sqrt{2H_0} = \sqrt{2 \cdot 50 \cdot 650} = 318,3$ м/с.

Определим из соотношения (2.24) оптимальное отношение x_ϕ , задавшись следующими значениями: степень реакции $\rho = 0,05$; угол выхода потока из сопловой решетки $\alpha_1 = 13^\circ$; коэффициент скорости $\varphi = 0,95$, тогда $x_\phi^{\text{опт}} = 0,95 \cos 13^\circ / (2\sqrt{1-0,05}) = 0,475$ и, следовательно, окружная скорость вращающейся решетки для обеспечения максимального КПД должна быть $u = x_\phi^{\text{опт}} c_\phi = 0,475 \cdot 318,3 = 151,1$ м/с.

Поскольку частота вращения задана, диаметр ступени должен быть равен

$$d = u / (\pi n) = 151,1 / (3,14 \cdot 50) = 0,962 \text{ м.}$$

Построим входной треугольник скоростей. Располагаемый теплоперепад сопловой решетки $H_{0c} = (1 - \rho) H_0 = (1 - 0,05) \cdot 50,65 = 48,12$ Дж/г, и тогда теоретическая скорость выхода пара из сопловой решетки $c_{1t} = \sqrt{2H_{0c}} = \sqrt{2 \cdot 48 \cdot 120} = 310,2$ м/с, а фактическая $c_1 = \varphi c_{1t} = 0,95 \cdot 310,2 = 297,8$ м/с.

Строя под углом $\alpha_1 = 13^\circ$ в некотором масштабе вектор $\vec{c}_1$ (см. рис. 2.13, б), пристраиваем к нему вектор окружной скорости $\vec{u}$ и получаем вектор $\vec{w}_1$ скорости входа пара на рабочие лопатки в относительном движении. Путем непосредственного замера получаем $w_1 = 152$ м/с; $\beta_1 = 25,7^\circ$.

Откладывая от параметров торможения вниз по изэнтропе теплоперепад H_{0c} , определяем давление за сопловой решеткой $p_1 = 3,4$ МПа и теоретический удельный объем пара $v_{1t} = 0,0854$ м 3 /кг.

Используя уравнение неразрывности для выходного сечения сопловой решетки $F_1 \mu_1 c_{1t} = G v_{1t}$, определим ее выходную площадь: $F_1 = G v_{1t} / (\mu_1 c_{1t}) = 100 \cdot 0,0854 / (0,97 \cdot 310,2) = 0,0284$ м 2 .

где $\mu_1 = 0,97$ — принятый по оценке коэффициент расхода. Тогда высота сопловой решетки равна

$$l_1 = F_1 / (\pi d \sin \alpha_1) = 0,0284 / (3,14 \times 0,962 \sin 13^\circ) = 0,0418 \text{ м.}$$

Перейдем к построению выходного треугольника. Теплоперепад рабочей решетки составляет $H_{0p} = \rho H_0 = 0,05 \cdot 50,65 = 2,53$ Дж/г, и, следовательно, теоретическая скорость пара на выходе из нее в относительном движении равна $w_{2t} = \sqrt{w_1^2 + 2H_{0p}} = \sqrt{152^2 + 2 \cdot 2530} = 167,8$ м/с.

Действительная скорость $w_2 = \psi w_{2t} = 0,93 \cdot 167,8 = 156$ м/с, где коэффициент скорости $\psi = 0,93$ принят по оценке.

Выходная площадь рабочей решетки получается из уравнения неразрывности: $F_2 = G v_{2t} / (\mu_2 w_{2t}) = 100 \cdot 0,0848 / (0,93 \cdot 167,8) = 0,0574$ м², где $v_{2t} = 0,0848$ м³/кг — удельный объем за рабочей решеткой при изотропном процессе расширения; $\mu_2 = 0,93$ — коэффициент расхода для рабочей решетки.

Выходная площадь F_2 обеспечивается при вполне определенном значении угла β_2 , для которого $\sin \beta_2 = F_2 / (\pi d l_2) = 0,0574 / (3,14 \cdot 0,962 \cdot 0,0488) = 0,424$, где l_2 — высота рабочей решетки, принятая для безударного входа потока на 3 мм больше высоты сопловой решетки. Таким образом, получаем $\beta_2 = 25,1^\circ$.

Зная w_2 и β_2 , строим вектор $\vec{w}_2$, пристраиваем к нему вектор u и получаем (см. рис. 2.13, б) выходной треугольник, для которого $c_2 = 60$ м/с, $\alpha_2 = 97^\circ$.

Принятые по оценке коэффициенты скорости ϕ и ψ могут быть уточнены с помощью рис. 2.9 после выбора из соображений прочности размеров хорд профилей b_1 и b_2 и определения относительных величин l_1 , l_2 и $\Delta \beta$.

2.6. ОТНОСИТЕЛЬНЫЙ ЛОПАТОЧНЫЙ КПД ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ

Относительный лопаточный КПД представляет собой отношение полезной работы, развиваемой ступенью, к располагаемой энергии ступени:

$$\eta_{0.l} = l_{ст} / E_0. \quad (2.25)$$

Полезная работа ступени (см. рис. 2.8) определяется соотношением

$$l_{ст} = \bar{H}_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_{в.с.} \quad (2.26)$$

Располагаемая энергия — это энергия, которая может быть преобразована в данной ступени в работу. Если ступень расположена в турбине так, что ее выходная скорость не может быть использована (например, в последней ступени), то $E_0 = \bar{H}_0$. Если же с самого начала допускается, что выходная скорость c_2 будет использована в следующей

ступени, то располагаемая энергия рассматриваемой ступени будет меньше: $E_0 = \bar{H}_0 - c_2^2/2$.

Таким образом, для ступени, за которой используется выходная скорость,

$$\eta_{0.l} = (\bar{H}_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_{в.с.}) / (\bar{H}_0 - c_2^2/2), \quad (2.27)$$

а для ступени, за которой выходная скорость не используется,

$$\eta_{0.l} = (\bar{H}_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_{в.с.}) / \bar{H}_0. \quad (2.28)$$

Если ввести относительные потери в ступени

$$\eta_{0.l} = 1 - \xi_c - \xi_p - \xi_{в.с.} \quad (2.29)$$

Таким образом, относительный лопаточный КПД характеризует качество решеток ступени и потерю с выходной скоростью.

Наибольшее влияние на относительный лопаточный КПД оказывает отношение $x_\phi = u/c_\phi$. Если потери в сопловой и рабочей решетках сравнительно слабо зависят от x_ϕ (рис. 2.14), то потери с выходной скоростью определяют параболическое протекание кривой $\eta_{0.l}(x_\phi)$ с максимумом при $x_\phi = x_\phi^{opt}$ [см. соотношение (2.24)]. Таким образом, имеется некоторое оптимальное соотношение скоростей u/c_ϕ , при котором $\eta_{0.l}$ максимален. Поскольку

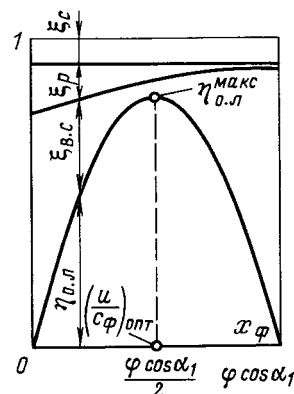


Рис. 2.14. Зависимость потерь и КПД $\eta_{0.l}$ от отношения скоростей x_ϕ при постоянных ϕ и ψ для чисто активной ступени

окружная скорость u ограничена прочностью вращающихся деталей (дисков, лопаток), ограниченной оказывается и c_{ϕ} , т. е. теплоперепад $\bar{H}_0 = c_{\phi}^2/2$, срабатываемый в одной ступени. Именно поэтому конструкция турбины выполняется многоступенчатой (подробнее см. гл. 3).

Пример 2.3. Определить относительный лопаточный КПД ступени, рассмотренной в примере 2.2.

Так как рассматриваемая ступень промежуточная и выходная скорость c_2 может быть использована в последующей ступени, то $E_0 = \bar{H}_0 - c_2^2/2 = 50\,650 - 60^2/2 = 48\,850$ Дж/кг $= 48,85$ кДж/кг.

Потери энергии в решетках $\Delta H_r = (1 - \eta^2) c_1^2/2 = (1 - 0,96^2) \cdot 310,2^2/2 = 3,77$ кДж/кг.

$\Delta H_p = (1 - \psi^2) \omega c_1^2/2 = 167,8^2/2 (1 - 0,93^2) \times 10^{-3} = 1,9$ кДж/кг.

Потеря с выходной скоростью $\Delta H_{s.c.} = c_2^2/2 = 60^2/2 = 1,8$ кДж/кг.

Полезная работа ступени

$l_{c.} = 50,65 - 3,77 - 1,9 - 1,8 = 43,18$ кДж/кг.

Следовательно, $\eta_0 = 43,18/48,85 = 0,884$.

2.7. ОТНОСИТЕЛЬНЫЙ ВНУТРЕННИЙ КПД СТУПЕНИ

Кроме потерь в решетках и с выходной скоростью в ступени имеются потери с протечками пара и на трение.

Потери с протечками связаны с тем, что часть пара протекает через зазоры ступени и полезной работы не совершает.

Это относится к пару G_{1y} (рис. 2.15), протекающему через диафрагменное уплотнение и поступающему либо через так называемые разгрузочные отверстия в диске (для раз-

грузки упорного подшипника от осевого усилия — см. § 3.6) к диафрагме следующей ступени, либо в корневое сечение рабочей лопатки. В последнем случае этот пар не только не совершает полезной работы, так как он не имеет соответствующей скорости, но и «портит» основной поток пара, идущего из сопловой решетки.

Поэтому в корневом сечении ступени выполняют такую степень реактивности и разгрузочные отверстия делают такого размера, которые исключили бы подсос пара в проточную часть из зазора между диафрагмой и диском. Но в этом случае возникает протечка G_{2y} в обвод рабочей решетки.

Часть пара G_{3y} проходит над бандажом рабочих лопаток, также не совершая работы.

Для уменьшения протечек между вращающимися и неподвижными элементами устанавливают лабиринтовое уплотнение, схема которого показана на рис. 2.16. Уплотнение создается тонкими кольцевыми гребешками, установленными с малым зазором δ_1 и камерами, расположенными между гребешками. Пар, проходя между гребешком и валом, приобретает кинетическую энергию, которая затем гасится в расширительной камере. В резуль-

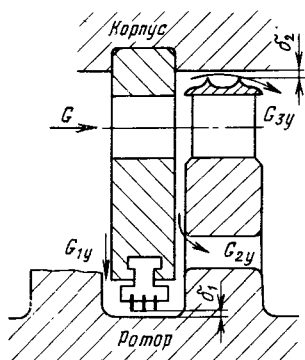


Рис. 2.15. Схема протечек в турбинной ступени

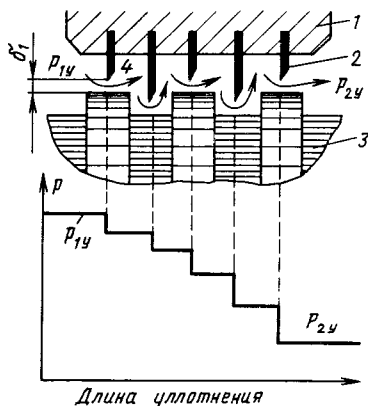


Рис. 2.16. Лабиринтовое уплотнение: 1 — сегмент уплотнения; 2 — гребешки; 3 — участок вала; 4 — расширительная камера

тате по мере движения пара через уплотнение его давление уменьшается от p_{1y} перед ним до p_{2y} за ним. Расход пара через уплотнение определяется давлением перед последним гребешком, которое тем меньше, чем больше гидравлическое сопротивление прешествующих гребней.

Протечка пара через диафрагменное уплотнение определяется соотношением

$$G_{1y} = \mu_y F_y k_y G / (\mu_1 F_1 \sqrt{z}), \quad (2.30)$$

где G — расход пара через ступень; z — число гребешков; μ_1 и F_1 — соответственно коэффициент расхода и площадь выхода сопловой решетки; F_y — площадь для прохода пара под последним гребешком; μ_y — коэффициент расхода (рис. 2.17), зависящий от формы и размеров гребешка и зазора под ним; k_y — поправочный коэффициент, зависящий от конструкции уплотнения. Для ступенчатого уплотнения (см. рис. 2.16), в камерах которого происходит полное гашение скорости, $k_y = 1$. Однако ступенчатые уплотнения не могут применяться

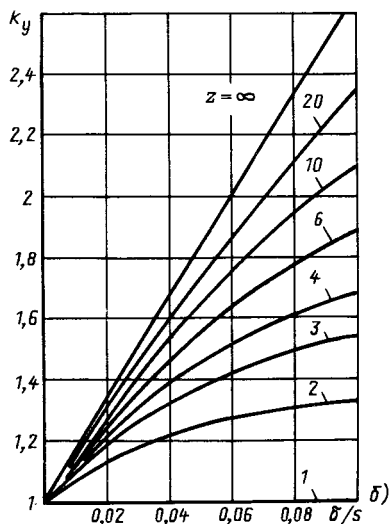
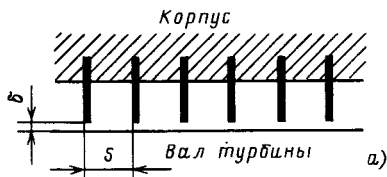


Рис. 2.18. Схема прямооточного уплотнения (а) и график для определения поправочного коэффициента k_y (б)

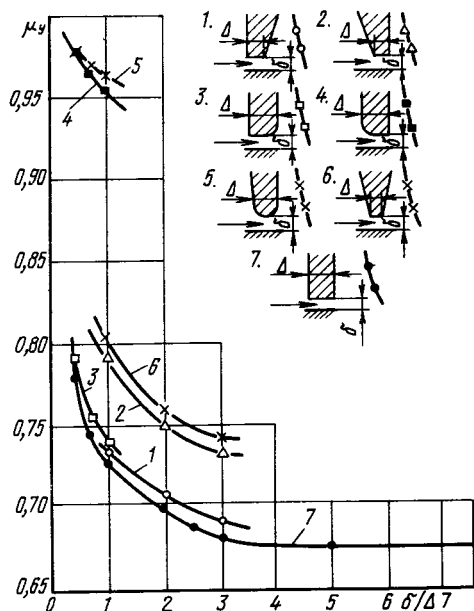


Рис. 2.17. Коэффициент расхода μ_y для зазоров с гребнями различной формы

там, где в процессе эксплуатации могут быть большие относительные смещения ротора и статора и могут возникать осевые задевания. Тогда используют прямоточные уплотнения (рис. 2.18, а), в камерах которых не происходит полного гашения скорости и протечка больше ($k_y > 1$), чем в ступенчатых уплотнениях. График для определения k_y приведен на рис. 2.18, б.

Из соотношения (2.30) видно, что протечка через диафрагменное уплотнение обратно пропорциональна корню квадратному из числа уплотняющих гребешков и прямо пропорциональна площади для прохода пара $F_y = \pi D_y \delta_1$, где D_y — диаметр уплотнения.

Уменьшение зазора δ_1 в уплотнении ограничивается возможностью задеваний ротора о статор и возникновения тяжелой аварии (см. гл. 11). Как правило, выбирают $\delta_1 = D_y /$

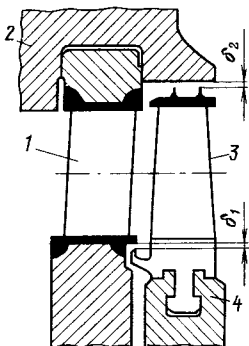


Рис. 2.19. Схема уплотнения ступени:

1 — сопловая решетка; 2 — корпус турбины; 3 — рабочая лопатка; 4 — диск

$1000 = 0,3 \div 0,6$ мм. Диаметр уплотнения D_y также стараются уменьшить, однако его минимальное значение ограничивается вибрационными характеристиками валопровода (см. гл. 10). Уменьшение диаметра вала также приводит к возрастанию осевой силы, действующей на диск из-за разности давлений $p_1 - p_2$.

Для уменьшения протечки G_{2y} (см. рис. 2.15) часто выполняют корневое уплотнение (рис. 2.19) с малым зазором δ_1 .

Протечка пара поверх бандажа определяется соотношением

$$G_{3y} = \frac{\mu \cdot k_z}{\sqrt{z}} \cdot \frac{F_y G}{F_1} \times \sqrt{\rho + 1,8 \frac{l}{d}}. \quad (2.31)$$

После вычисления суммарной протечки G_y , не участвующей в производстве работы, потеря от протечки определится соотношением

$$\Delta H_y = G_y E_0 / G, \quad (2.32)$$

а относительная величина потери от протечек

$$\xi_y = \Delta H_y / E_0 = G_y / G. \quad (2.33)$$

Пример 2.4. Определить потери от протечек для ступени, рассмотренной в примере 2.2, если средний диаметр диафрагменного уплотнения (рис. 2.20) $D_y = 0,5$ м, зазор $\delta_1 =$

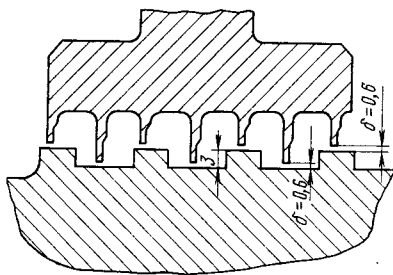


Рис. 2.20. Диафрагменное уплотнение (к примеру 2.4)

$= 0,6$ мм, исходная форма гребень с острыми кромками.

Площадь зазора для прохода пара

$$F_y = \pi D_y \delta_1 = 3,14 \cdot 0,5 \cdot 0,6 \cdot 10^{-3} = 0,94 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

По отношению $\delta/\lambda = 0,6/0,3 = 2$ с помощью кривой 7 на рис. 2.17 находим коэффициент расхода $\mu = 0,69$. Из соотношения (2.30) при числе гребешков $z = 7$ имеем

$$G_{1y} = \frac{0,69 \cdot 0,94 \cdot 10^{-3} \cdot 1}{0,97 \cdot 0,0284 \sqrt{7}} 100 = 0,89 \text{ кг/с}.$$

Если надбандажное уплотнение выполнить так, как показано на рис. 2.19, и принять типичные значения $\delta_2 = 1,5$ мм; $z = 2$, то по соотношению (2.31) получаем

$$G_{3y} = \frac{0,69 \cdot 1}{2} \cdot \frac{0,474 \cdot 10^{-3} \cdot 100}{28,4 \cdot 10^{-3}} \times \sqrt{0,05 + 1,8 \frac{0,0448}{0,962}} = 0,3 \text{ кг/с},$$

где площадь зазора

$$F_y = \pi (d + l_2) \delta_2 = 3,14 (0,962 + 0,0448) \cdot 1,5 \times 10^{-3} = 0,00474 \text{ м}^2.$$

Суммарная протечка $G_y = G_{1y} + G_{3y} = 0,89 + 0,3 = 1,19$ кг/с.

Относительная потеря от протечек

$$\xi_y = G_y / G = 1,19 / 100 = 0,012.$$

Пример 2.5. Определить изменение потери от протечки при разработке диафрагменного уплотнения, рассмотренного в примере 2.4, до зазора $\delta'_1 = 1$ мм при изменении формы гребешков до полукруглой (поз. 5 на рис. 2.17).

Протечка через уплотнение изменится пропорционально изменению зазора и коэффициенту расхода. Для изношенного уплотнения $\delta/\lambda = 3,33$; из рис. 2.17 (экстраполяция кривой 5) получим $\mu' = 0,92$. Тогда протечка через разработанное уплотнение

$$G'_{1y} = G_{1y} \frac{\mu'_y \delta'_1}{\mu_y \delta_1} = 0,89 \frac{0,92}{0,69} \times \\ \times \frac{1}{0,6} = 1,98 \text{ кг/с.}$$

Суммарная протечка $G'_z = 1,98 + 0,3 = 2,28$ кг/с; потеря от протечек $\xi'_y = 2,28/100 = 0,023$, т. е. увеличилась почти в 2 раза.

Потери на трение диска вызываются силами трения между вращающимся диском и паром. Они тем выше, чем больше окружная скорость u_d диска, его диаметр d_d и плотность среды, в которой вращается диск. Мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения, определяется по формуле, Вт:

$$\Delta P_{\text{тр}} = k_{\text{тр}} \frac{u_d^3 d_d^2}{2v_1}, \quad (2.34)$$

где $k_{\text{тр}} = 0,6 \cdot 10^{-3}$; $u_d = \omega d_d/2$ — окружная скорость, м/с; d_d — диаметр диска, м; v_1 — удельный объем, м³/кг.

Потеря на трение определяется по формуле

$$\Delta H_{\text{тр}} = \Delta P_{\text{тр}}/G, \quad (2.35)$$

а относительная величина потери на трение равна

$$\xi_{\text{тр}} = \Delta H_{\text{тр}}/E_0. \quad (2.36)$$

Если из работы лопаток ступени вычесть потери от протечек и трения, то получится внутренняя работа ступени, развиваемая на валу турбины: $l_{\text{вн}} = l_{\text{ст}} - \Delta H_y - \Delta H_{\text{тр}}$.

Отношение внутренней работы ступени к ее располагаемой энергии называется относительным внутренним КПД ступени:

$$\eta_{oi} = l_{\text{вн}}/E_0. \quad (2.37)$$

Таким образом,

$$\eta_{oi} = \eta_{o.l} - \xi_y - \xi_{\text{тр}}.$$

Пример 2.6. Определить относительный внутренний КПД ступени, рассмотренной в примерах 2.2—2.5.

Диаметр диска $d_d = d - l_2 = 0,962 - 0,0448 = 0,917$ м.

Окружная скорость на периферии диска $u_d = \pi d_d n = 3,14 \cdot 0,917 \cdot 50 = 144$ м/с.

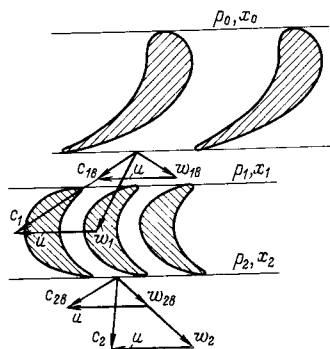


Рис. 2.21. Треугольники скоростей для паровой и водяной фаз влажного пара

Принимая $k_{\text{тр}} = 0,6 \cdot 10^{-3}$ и полагая $v_1 = 0,0854$ м³/кг, подсчитаем по формуле (2.34) мощность, затрачиваемую на преодоление трения:

$$\Delta P_{\text{тр}} = 0,6 \cdot 10^{-3} \cdot 144^3 \cdot 0,917^2 / (2 \cdot 0,0854) = 8,82 \text{ кВт.}$$

Потеря от трения $\Delta H_{\text{тр}} = \Delta P_{\text{тр}}/G = 8,82/100 = 0,0882$ кДж/кг; $\xi_{\text{тр}} = 0,0882/48,85 = 0,0018$.

Следовательно,

$$\eta_{oi} = 0,884 - 0,012 - 0,0018 = 0,8702.$$

В ступенях турбин АЭС и в последних ступенях турбин ТЭС протекает влажный пар, что приводит к потерям от влажности и дополнительному снижению относительного внутреннего КПД. Капли влаги, особенно крупные, протекают через ступень по своим траекториям, отличным от течения пара. В частности, они вызывают тормозящий эффект, объясняемый с помощью рис. 2.21. Капли влаги, протекая через сопловую решетку, не успевают разогнаться до скорости пара, приобретают скорость $c_{1в} < c_1$ и в результате входят в рабочую решетку со скоростью $w_{1в}$, направленной навстречу окружной скорости движения диска u .

Имеющиеся исследования влияния влажности на относительный внутренний КПД показывают, что каждый дополнительный процент влажности снижает η_{oi} на 0,5—1 %, и в первом приближении его можно

определить по соотношению

$$\eta_{oi}^{вп} = \eta_{oi} (1 - y_{ср} a), \quad (2.38)$$

где $y_{ср}$ — средняя влажность в ступени; $\eta_{oi}^{вп}$ — КПД с учетом влажности; $a = 0,5 \div 1,0$.

2.8. ДВУХВЕНЕЧНЫЕ ТУРБИННЫЕ СТУПЕНИ

Общий теплоперепад турбины определяется начальными и конечными параметрами пара. Выше мы видели, что оптимальное отношение $x_{ф}^{опт}$ позволяет эффективно сработать в одной ступени вполне определенный теплоперепад. Поэтому чем он больше, тем меньшее число ступеней будет в турбине и тем она будет дешевле. Для увеличения теплоперепада ступени можно несколько уменьшить $x_{ф}^{опт}$, однако при этом выходная скорость c_2 возрастет и, если она не может быть использована в последующей ступени, то потери увеличатся. Можно, однако, выполнить высокоэкономичную ступень, которая срабатывает большой теплоперепад.

Ступень, в которой расширение пара происходит в основном в сопловой решетке, а использование кинетической энергии пара — в двух рядах (венцах) рабочих лопаток, называется двухвенечной.

Конструкция двухвенечной ступени показана на рис. 2.22, а, а ее треугольники скоростей — на рис. 2.22, б. Пар, расширившись в сопловой решетке и пройдя первый ряд рабочих лопаток, выходит под малым углом α_2 со скоростью c_2 навстречу вращению. Поэтому за первым рядом рабочих лопаток устанавливают невращающийся поворотный аппарат, в котором расширения пара почти не происходит, но который поворачивает поток и под углом α'_1 со скоростью c'_1 (а в относительном движении — под углом β'_1) направляет его на второй ряд рабочих лопаток. В результате пар покидает ступень с достаточно

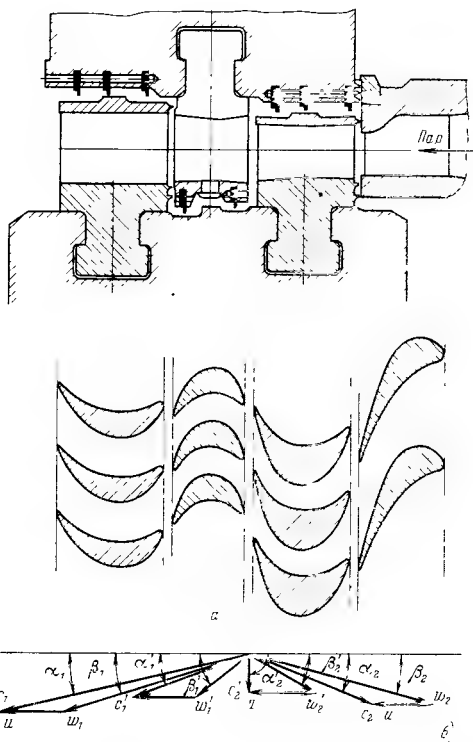


Рис. 2.22. Двухвенечная ступень:

а — проточная часть и профили лопаток; б — треугольники скоростей

малой скоростью c'_2 под углом $\alpha'_2 \approx 90^\circ$.

Для определения условий, при которых $\alpha'_2 = 90^\circ$, рассмотрим чисто активную ступень, предположив отсутствие потерь в решетках. Для такой ступени должно быть: $\beta_2 = \beta_1$; $w_2 = w_1$; $\alpha'_1 = \alpha_2$; $c'_1 = c_2$; $\beta'_2 = \beta_2$; $w'_2 = w'_1$. Как видно из рис. 2.23, для осевого выхода потока из ступени должно выполняться соотношение $4u = c_1 \cos \alpha_1$. Так как $\alpha_1 = 12 \div 18^\circ$, то оптимальное отношение $u/c_1 \approx 0,25$. Если, однако, учесть обычно используемую небольшую степень реакции, потери в решетках и рассматривать вместо отношения u/c_1 отношение $x_{ф} = u/c_{ф}$, то окажется, что для двухвенечной ступени оптимальное отношение скоростей составит $x_{ф}^{опт} = 0,2 \div 0,28$ вместо $0,42 \div 0,55$ для одновенечной активной ступени.

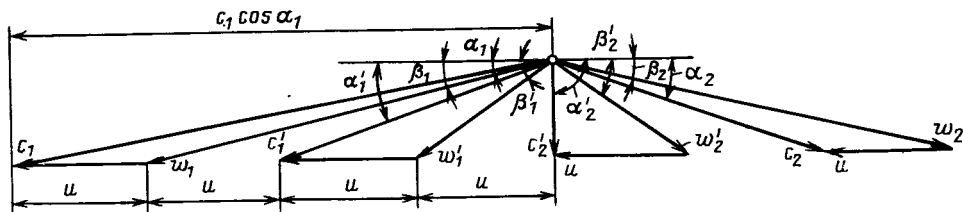


Рис. 2.23. Оптимальные треугольники скоростей для чисто активной двухвенечной ступени

Поскольку срабатываемый теплоперепад

$$\bar{H}_0 = \frac{c_{\Phi}^2}{2} = \frac{1}{2} \left(\frac{u}{x_{\Phi}} \right)^2,$$

то, следовательно, в двухвенечной ступени срабатывается теплоперепад примерно в 4 раза больший, чем в одновенечной.

Аналогичным образом можно выполнить и трехвенечную ступень. Для нее $x_{\Phi}^{\text{опт}} = 1/6$, а срабатывает она теплоперепад примерно в 9 раз больший, чем одновенечная ступень. Однако с ростом числа венцов уменьшается КПД ступени (рис. 2.24). Поэтому даже двухвенечные ступени используются редко, когда преимущества уменьшения числа ступеней и снижения параметров пара за ступенью окупают потерю экономичности. Трехвенечные регулирующие ступени можно встретить только в очень простых турбинах, обычно вспомогательного назначения (например, для привода небольших питательных насосов), когда турбину удается выполнить из одной такой ступени.

В двухвенечной ступени имеются дополнительные потери в

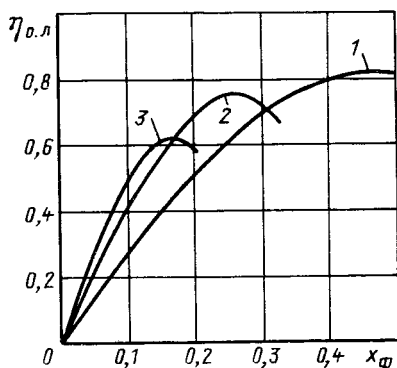


Рис. 2.24. Зависимость КПД ступени от отношения скоростей и числа венцов:

1 — одновенечная; 2 — двухвенечная; 3 — трехвенечная ступени

направляющем аппарате ΔH_n и втором ряду лопаток $\Delta H'_p$. Поэтому работа двухвенечной регулирующей ступени определяется соотношением $l_{\text{ст}} = \bar{H}_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_n - \Delta H'_p - \Delta H_{\text{в.с.}}$, а относительный лопаточный и относительный внутренний КПД — соотношениями (2.28) и (2.37).

2.9. СТУПЕНИ С ЧАСТИЧНЫМ ПОДВОДОМ ПАРА

Во многих турбинах регулирования расхода пара осуществляется регулирующими клапанами, каждый из которых обеспечивает подвод пара к первой ступени лишь по части окружности. По мере открытия регулирующих клапанов дуга подвода пара увеличивается и при номинальном режиме может составлять 70—75 % всей окружности. Очень часто при всех полностью открытых регулирующих клапанах обеспечивается режим перегрузки турбины, но и в этом случае конструктивные возможности не позволяют в первой ступени подвести пар по всей окружности.

Ступени, у которых подвод пара производится по части окружности, называются ступенями с частичным (парциальным) подводом. Отношение дуги подвода пара (активной дуги) к длине окружности называется степенью парциальности:

$$e = z_1 t_1 / \pi d, \quad (2.39)$$

где z_1 — число сопл, расположенных с шагом t_1 на диаметре d .

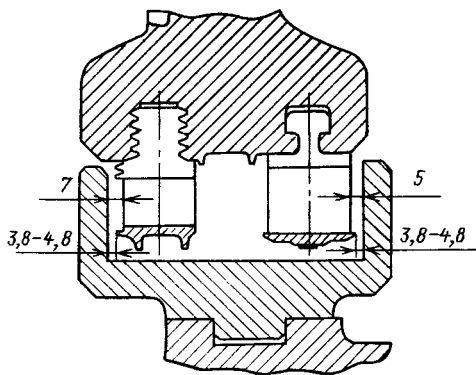


Рис. 2.25. Конструкция защитного кожуха для уменьшения вентиляционных потерь в ступенях с парциальным подводом

Ступени, степень парциальности которых изменяется с пропуском пара, называются регулирующими.

В турбинах малой мощности на сравнительно низкие параметры пара парциальный подвод пара часто выполняют в стремлении обеспечить достаточную высоту решеток первых ступеней и исключить большие потери (см. рис. 2.9). Иногда даже во всей турбине все ступени делают с парциальностью $e=0,5$, устанавливая сопловые решетки в верхних половинах диафрагм.

В парциальных ступенях возникают дополнительные потери: потери на вентиляцию и потери на концах дуг подвода пара.

Потери на вентиляцию ξ_v возникают из-за перемещения пара рабочими лопатками вне активной дуги подвода. Для их уменьшения в турбинах малой мощности, имеющих малую степень парциальности, выполняют кожух (рис. 2.25), ограничивающий объем камеры неактивного подвода и, следовательно, количество вентилируемого пара. Потери на вентиляцию прямо пропорциональны числу венцов ступени.

Потери на концах дуг подвода пара $\xi_{сегм}$ возникают из-за необходимости удаления из рабочих каналов застойного пара при их подходе к активной дуге подвода при вращении. Эта потеря прямо пропорциональна числу дуг подвода пара.

Таким образом, сумма потерь

$$\xi_{\text{парц}} = \xi_v + \xi_{\text{сегм}}$$

представляет собой дополнительную потерю в парциальной ступени. (Методы расчета потерь ξ_v и $\xi_{\text{сегм}}$ можно найти в учебниках по турбинам для вузов и в специальной литературе.)

2.10. СТУПЕНИ БОЛЬШОЙ ВЕЕРНОСТИ

Пар, проходя через проточную часть турбины, расширяется, и его удельный объем увеличивается в несколько тысяч раз. Поэтому в первых ступенях турбины высота решеток составляет несколько десятков миллиметров, а в последних — более метра.

В первом случае веерность ступени l/d мала и параметры и треугольники скоростей практически не изменяются по высоте.

Иная картина возникает в ступенях с большой веерностью, характерной для ступеней с длинными лопатками. При выходе из сопловой решетки (см. рис. 2.11, б) вектор скорости c_1 имеет осевую c_{1a} и окружную c_{1u} составляющие, которые заставляют частицы пара двигаться по винтовым траекториям, причем на каждую частицу пара действует центробежная сила, стремящаяся отбросить ее к периферии. В результате по радиусу в зазоре между сопловой и рабочей решетками устанавливается распределение давления, уравнивающее центробежную силу частиц пара. Таким

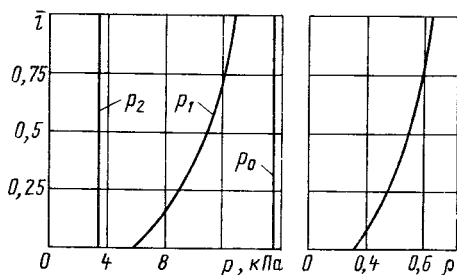


Рис. 2.26. Изменение параметров по высоте ступени с длинными лопатками

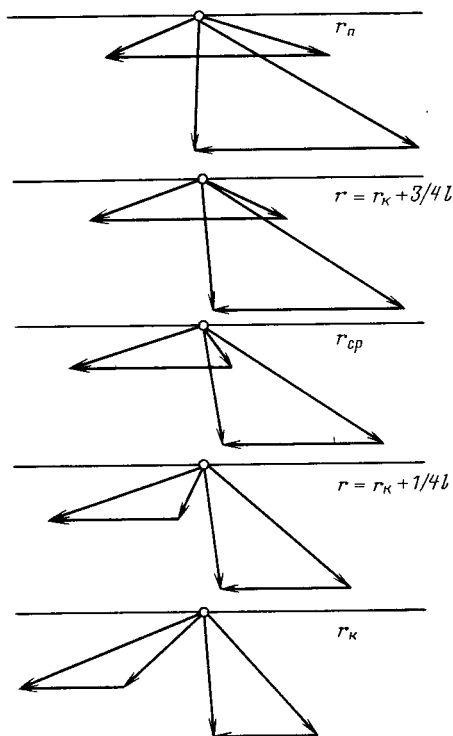


Рис. 2.27. Треугольники скоростей для ступени с длинными лопатками:

r_k — радиус корня; r_n — радиус периферии лопатки

образом, давление пара p_1 в зазоре увеличивается от корневого сечения к периферийному (рис. 2.26).

Наоборот, как видно из рис. 2.11, б, окружная составляющая скорости c_2 на выходе из правильно спроектированной ступени мала, и поэтому давление p_2 практически постоянно по высоте. Постоянным будет и давление p_0 на входе в ступень.

Таким образом, при практически неизменных по высоте давлениях p_0 и p_2 и, следовательно, теплоперепадах на различных радиусах из-за переменности давления в зазоре степень реактивности ρ будет возрастать от корневого сечения к периферийному.

Изменение степени реактивности и окружной скорости по высоте ступени приводит к существенному изменению треугольников скоростей (рис. 2.27). Действительно, в корневом сечении ступени степень реактивности обычно мала и треуголь-

ники скоростей имеют обычный вид. На периферии, где ρ может достигать 65—70 %, вектор скорости c_1 будет малым, а ω_2 очень большим. Сильно по высоте изменится и угол входа на рабочую лопатку: если в корневом сечении он составляет $\beta_1 = 25 \div 40^\circ$, то в периферийном сечении он может достигать $120\text{—}160^\circ$. Меняется и разность углов β_2 и β_1 , поэтому для корневого сечения требуется сильно изогнутый, а для периферийного — почти прямой профиль. Одним словом, для ступеней большой веерности из-за изменения треугольников скоростей для обеспечения высокой экономичности требуется изменять профили рабочих лопаток по высоте. Эти требования усугубляются необходимостью обеспечения достаточной прочности и технологичности изготовления рабочих лопаток.

2.11. НЕОБХОДИМОСТЬ И ПРЕИМУЩЕСТВА МНОГУСТУПЕНЧАТОЙ КОНСТРУКЦИИ ТУРБИНЫ

Располагаемый теплоперепад турбины зависит от ее начальных и конечных параметров. На рис. 2.28 показаны типичные процессы расширения пара для трех типов турбин: на сверхкритические начальные параметры пара с промежуточным перегревом, устанавливаемые на ТЭС; насыщенного пара с сепарацией влаги и промежуточным перегревом после цилиндра высокого давления, устанавливаемые на АЭС; теплофикационные с тремя цилиндрами без промежуточного перегрева пара. Если подсчитать располагаемый теплоперепад по отдельным цилиндрам турбины, как указано на рис. 2.28, то для рассмотренных турбин он окажется равным 1800, 1180 и 1300 Дж/г.

Выше мы видели, что условием высокого КПД ступени является ее выполнение с оптимальным отношением скоростей $x_{\phi} = u/c_{\phi}$. Условия

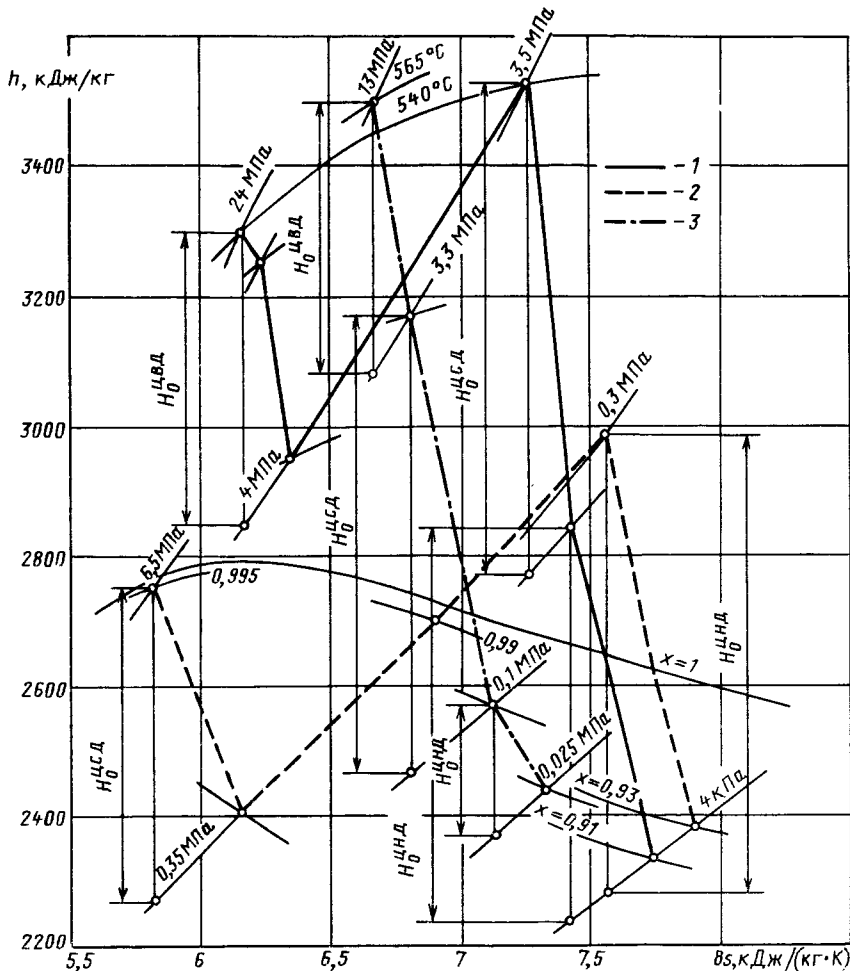


Рис. 2.28. Типичные процессы расширения пара в турбине перегретого пара с промежуточным перегревом (1), в турбине насыщенного пара (2) и в теплофикационной турбине (3)

прочности вращающегося ротора в области высоких температур ограничивают окружную скорость величиной $u=180 \div 200$ м/с. Если для оценки принять оптимальное отношение $x_{\phi}=0,5$, то скорость c_{ϕ} должна быть равной

$$c_{\phi} = u / x_{\phi} = 200 / 0,5 = 400 \text{ м/с}$$

и максимальный теплоперепад, который возможно переработать в одной ступени с достаточной экономичностью, составит

$$\bar{H}_0 = 400^2 / 2 = 80 \text{ кДж/кг.}$$

Это значение существенно меньше располагаемого теплоперепада

всей турбины, что предопределяет ее многоступенчатую конструкцию.

Таким образом, многоступенчатая конструкция паровой турбины позволяет срабатывать в каждой ступени небольшую часть общего теплоперепада турбины при одновременном обеспечении высокого КПД ступеней и турбины в целом и ее механической прочности.

Совокупность решеток последовательно установленных ступеней называется проточной частью турбины.

Выполнение многоступенчатой конструкции позволяет получить и ряд других дополнительных выгод.

Кинетическая энергия пара $c_2^2/2$, с которой пар покидает ступень, не вырабатывает энергии в рассматриваемой ступени, но может быть использована в значительной степени в последующей ступени. В этом случае потери с выходной скоростью будут только в тех ступенях, в которых выходная скорость не используется. В частности, это относится к последней ступени, теплоперепад которой при многоступенчатой конструкции составляет лишь небольшую часть общего теплоперепада турбины.

Выше отмечалось, что регенеративный подогрев питательной воды приводит к увеличению термического КПД цикла и соответственно абсолютного электрического КПД турбоустановки. Анализ регенеративного цикла Ренкина показывает, что экономически целесообразно вести подогрев питательной воды не в одном подогревателе с использованием пара высоких параметров, а в нескольких последовательно включенных подогревателях, подбирая греющий пар в соответствии с достигнутой температурой питательной воды. Чем более низких параметров пар будет взят из турбины, тем большую работу в ней он произведет, не потеряв при этом свою теплоту конденсации. Многоступенчатая конструкция позволяет организовать такие последовательные отборы пара на регенеративные подогреватели, турбины питательных насосов и воздуходувок котла, деаэраторы, внешним потребителям теплоты и т. д. На рис. 2.29 показана в масштабе диаграмма отборов пара турбин К-800-240 ЛМЗ, из которой видно, что из турбины последовательно отбирается для различных нужд почти 1000 т/ч пара.

Использование многоступенчатой конструкции имеет и другие преимущества, которые мы рассмотрим ниже.

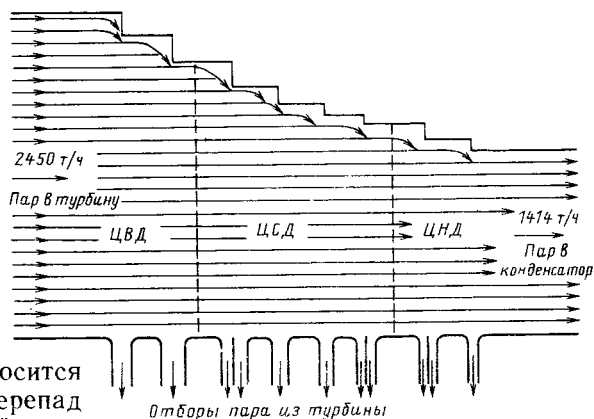


Рис. 2.29. Диаграмма отборов пара турбины К-800-240 ЛМЗ

Вместе с тем многоступенчатые конструкции имеют и недостатки. Они несравненно дороже и сложнее, требуют грамотного персонала для их изготовления, наладки и эксплуатации.

2.12. ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Электрическая мощность, развиваемая турбоагрегатом, не имеющим отборов пара, определяется соотношением

$$P_э = G H_0^* \eta_{0э}, \quad (2.40)$$

где G — расход пара через турбину.

Внутренняя мощность турбины с отборами пара выражается как сумма мощностей отдельных отсеков, имеющих расходы пара G_i и располагаемые теплоперепады H_{0i}^* , а КПД — η_{0i} .

Из соотношения (2.40) следует, что на мощность турбины принципиально можно повлиять, изменяя расход пара через турбину или ее отсеки, теплоперепад за счет начальных и конечных параметров пара, а также расход и теплоперепад проточной части турбины. Чаще всего реализуется третий способ, причем изменению подвергаются только начальные параметры пара.

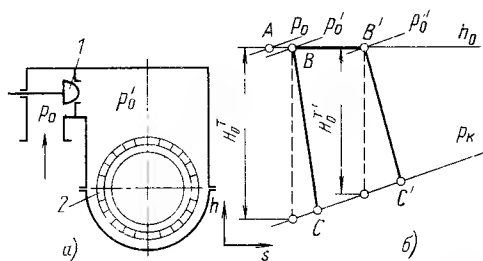


Рис. 2.30. Схема дроссельного парораспределения (а) и процессы расширения пара в турбине при различных степенях открытия дроссельного клапана (б):

1 — дроссельный регулирующий клапан; 2 — сопла первой ступени

Система подачи пара в турбину называется системой парораспределения, или просто парораспределением.

Наиболее просто изменить мощность турбины путем изменения параметров пара перед ней за счет регулирования паропроизводящей установки, например изменением подачи в котел питательной воды и топлива. Такой способ называется регулированием мощности скользящим давлением (так как при его использовании изменяется только давление, а температура остается постоянной). При скользящем давлении изменяется теплоперепад турбины, а расход пара через нее изменяется пропорционально начальному давлению. При использовании такого способа регулирования система регулирования не нужна вообще. Однако, имея ряд преимуществ (§ 9.3), скользящее давление имеет и существенные недостатки. Практически невозможно регулировать расход пара через турбину при ее развороте и малых нагрузках, когда котел работает неустойчиво. Тепловая инерция паропроизводящей установки велика, и поэтому турбоагрегат не может быстро изменять свою нагрузку в соответствии с требованиями потребителей энергосистемы. Пригоден этот способ только для блочных установок, в которых тур-

бины и котлы не связаны поперечными связями.

Все эти недостатки регулирования мощности турбоустановки скользящим давлением привели к необходимости использования регулируемых клапанов. При изменении степени их открытия изменяется площадь для прохода пара и, следовательно, его расход. При частичном открытии клапана происходит дросселирование пара, что приводит к уменьшению теплоперепада проточной части турбины. Таким образом, в общем случае при регулировании нагрузки клапанами происходит изменение и расхода пара, и теплоперепада проточной части турбины.

Для современных паровых турбин в основном используются два вида парораспределения: дроссельное и сопловое.

При дроссельном парораспределении (рис. 2.30, а) весь пар, подводимый к турбине, подается в общую сопловую камеру после дросселирования в одном или нескольких одновременно открывающихся клапанах.

Характерным признаком дроссельного парораспределения является отсутствие в турбине первой специально выделенной ступени, в которой изменяется степень парциальности. При дроссельном парораспределении пар к первой ступени подводится либо по всей окружности ($e=1$), либо, при установке так называемых сопловых коробок, почти по всей окружности.

На рис. 2.30, б показан процесс расширения пара в турбине с дроссельным парораспределением. При полной нагрузке, когда регулирующие клапаны полностью открыты, давление p'_0 за ними отличается от давления перед ними всего на несколько процентов и турбина имеет располагаемый перепад H_0 . При закрытии регулирующих клапанов в них происходит процесс дросселирования AB' , при котором давление p'_0 за клапаном становится суще-

ственно меньше, чем p_0 . В результате располагаемый теплоперепад турбины станет равным H_0^T и существенно меньшим H_0^0 . Таким образом, при дроссельном парораспределении мощность турбины изменяется не только за счет уменьшения расхода пара, но и за счет уменьшения теплоперепада проточной части турбины.

Уменьшение теплоперепада из-за дросселирования, конечно, является потерей энергии, которая зависит от двух факторов: относительного пропуска пара G/G_0 (G_0 — расход через полностью открытый клапан) и отношения давлений p_k/p_0 . Чем меньше относительный расход G/G_0 , тем больше дросселирование и потери от него. Чем больше отношение p_k/p_0 , тем меньше теплоперепад H_0^0 и, следовательно, больше его относительное изменение, т.е. снижение КПД из-за дросселирования.

Важными преимуществами дроссельного парораспределения являются его простота (можно обойтись одним-двумя дроссельными клапанами), высокая экономичность при полном открытии клапанов и большая надежность из-за подвода пара по всей окружности (§ 11.2).

Применение дроссельного парораспределения нецелесообразно при малых теплоперепадах турбины и одновременном значительном изменении расхода пара, например для турбин с противодавлением.

При сопловом парораспределении увеличение расхода пара через турбину достигается последовательным открытием регулирующих клапанов, каждый из которых подводит пар к своей группе сопел, занимающих часть окружности.

Схема соплового парораспределения показана на рис. 2.31. По мере открытия клапана № 1 в нем происходит процесс дросселирования точно такой же, как и при дроссельном парораспределении. Однако при его полном открытии давление за ним практически совпадает с давлением до него и потери, связанные

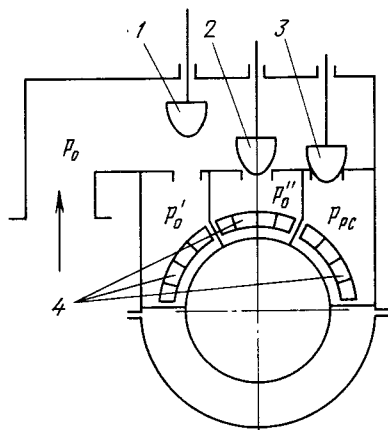


Рис. 2.31. Схема соплового парораспределения:

1, 2, 3 — регулирующие клапаны соответственно № 1, 2 и 3; 4 — группы сопел

с дросселированием, исчезнут. Затем (иногда несколько раньше) начинает открываться регулирующий клапан № 2, в нем будет происходить дросселирование и давление за ним p''_0 будет меньше, чем давление p_0 перед клапаном. Таким образом, при сопловом парораспределении дросселированию подвергается только та часть пара, которая проходит через частично открытый клапан.

Характерным признаком соплового парораспределения является наличие регулирующей ступени, т.е. выделенной ступени с изменяющейся степенью парциальности.

Главное преимущество соплового парораспределения — сохранение высокой экономичности при отклонениях режима работы от номинального из-за малых потерь от дросселирования в полностью открытых регулирующих клапанах.

Однако сопловое парораспределение имеет и существенные недостатки. Его экономичность при полном открытии регулирующих клапанов оказывается ниже, чем при дроссельном, из-за наличия потерь, связанных с парциальным подводом пара. Парциальность создает высокий уровень переменной силы, действующей на рабочие лопатки, из-за того, что они попеременно проходят

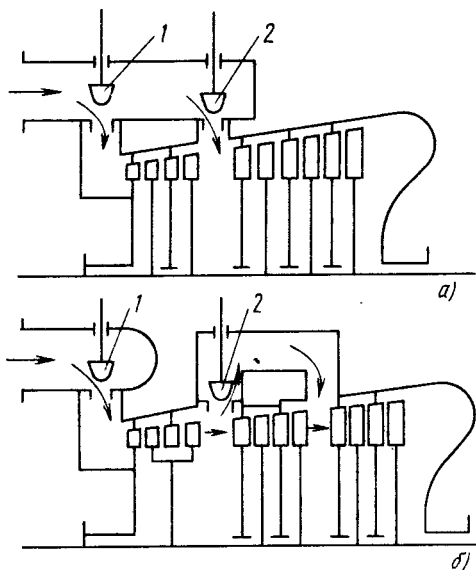


Рис. 2.32. Схемы обводного парораспределения с внешним (а) и внутренним (б) обводом

перед активными и неактивными дугами подвода пара. Это снижает вибрационную надежность рабочих лопаток (гл. 11).

В тех случаях, когда возникает частая необходимость получать от турбины максимальную мощность при сниженных начальных параметрах пара или повышенном противодавлении, используют обводное парораспределение.

На рис. 2.32, а показана схема парораспределения с внешним обводом. Номинальная мощность турбины обеспечивается при полном открытии регулирующего клапана (или группы клапанов) 1, которые реализуют чаще всего сопловое парораспределение. Для перегрузки турбины открывают обводной клапан (чаще всего один) 2, давление за обведенной группой ступеней возрастает, а так как проходное сечение последующих ступеней больше, чем обведенных, то возрастает расход пара, идущего через ступени, расположенные за обводным клапаном. Конечно, расход пара и мощность, вырабатываемые обведенными ступенями, уменьшаются, но в целом обеспечивается перегрузка турбины.

Парораспределение с внутренним обводом (см. рис. 2.32, б) отличается только тем, что используется пар, частично отработавший в турбине.

При любом типе обводного парораспределения должен быть обеспечен проток пара через обводимые ступени во избежание их опасного разогрева за счет трения.

Наличие регулирующих клапанов и любой системы парораспределения не мешает использованию в качестве способа регулирования скользящего давления. Наоборот, регулирующие клапаны в значительной степени снимают отмеченные выше недостатки режима скользящего давления и делают его одним из основных способов регулирования энергоблоков котел — турбина (§ 9.3).

2.13. ПРЕВРАЩЕНИЕ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ В РАБОТУ В ПАРОВОЙ ТУРБИНЕ

Схема проточной части многоступенчатой паровой турбины активного типа показана на рис. 2.33. Пар из нескольких сопловых коробок

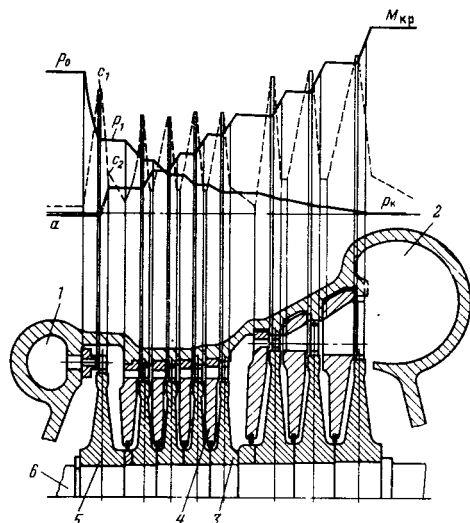


Рис. 2.33. Изменение давлений, скоростей и крутящего момента вдоль турбины:

1 — сопловая коробка; 2 — выходной патрубок; 3 — диск промежуточной ступени; 4 — диафрагма; 5 — диск регулирующей ступени; 6 — вал

с давлением p'_0 поступает на первую, регулируемую ступень, работающую при переменной парциальности.

Регулирующая ступень обычно выполняется увеличенного диаметра с минимально возможным по условиям экономичности отношением $x_\phi = u/c_\phi$. В тех турбинах, где допустимо снижение экономичности, устанавливают двухвенечную регулируемую ступень. Это позволяет сработать в регулирующей ступени увеличенный теплоперепад, что уменьшает теплоперепад ступеней, следующих за ней и, следовательно, их число и длину турбину, а это приводит к ее удешевлению. Срабатывание увеличенного теплоперепада сопровождается уменьшением температуры и давления за ней, что позволяет применить для деталей турбин менее легированные и, следовательно, более дешевые стали. Наконец, снижение давления уменьшает утечку пара через переднее концевое уплотнение (см. § 2.14), позволяет сделать корпус турбины и его фланцы более тонкими.

Характерная особенность регулирующей ступени — ее малая степень реактивности, исключая большой перепад давления на ее диск и большие протечки пара через каналы рабочих лопаток в области неактивной дуги подвода. Считается, что выходная скорость за регулирующей ступенью полностью теряется, а пар, выходящий из дуг подвода с различной степенью открытия регулирующих клапанов и имеющий различную температуру, полностью перемешивается в камере за ней.

Из камеры регулирующей ступени пар последовательно направляется в нерегулируемые ступени, т. е. ступени с постоянной степенью парциальности, почти всегда равной единице. По мере расширения пара его удельный объем возрастает, и поэтому увеличивается необходимая площадь для прохода пара. Для ее обеспечения увеличивают как диаметр ступени, так и

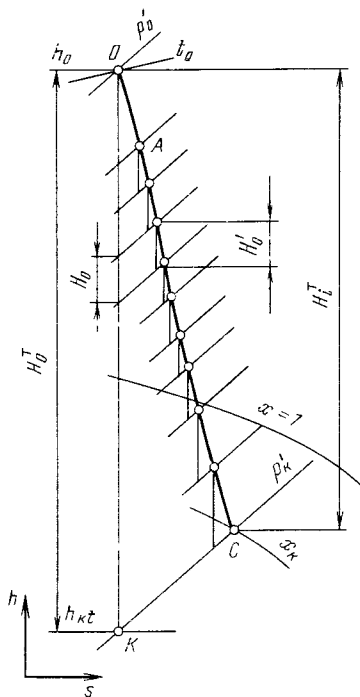


Рис. 2.34. Процесс расширения пара в много-ступенчатой турбине в h, s -диаграмме

высоту лопаток. Наибольшую площадь для прохода пара имеет последняя ступень турбины, из которой пар с давлением p_k поступает в выходной патрубок (см. рис. 2.33) и покидает турбину.

На рабочих лопатках каждой из ступеней за счет срабатывания теплоперепада возникает окружная сила, создающая крутящий момент $M_{кр}$. Суммируясь от ступени к ступени, крутящий момент (см. рис. 2.33) растет, достигая своего максимального значения на выходном валу, и используется для привода электрического генератора или другой машины.

Процесс расширения пара в рассмотренной турбине в h, s -диаграмме показан на рис. 2.34. Отрезок OA изображает процесс расширения пара от начальных параметров до состояния в камере регулирующей ступени. Он отклоняется от изоэнтропы OK из-за потерь. Конечная точка A процесса расширения яв-

а в областях, находящихся под давлением ниже атмосферного, препятствуют подосу атмосферного воздуха в турбину и конденсатор, обеспечивая их нормальную работу.

Лабиринтовые концевые уплотнения принципиально не отличаются от рассмотренных выше лабиринтов диафрагменных уплотнений. Главное отличие состоит в разности давлений, действующих на уплотнение. Отношение давлений в диафрагменном уплотнении обычно составляет $p_1/p_0 = 0,85 \div 0,9$, в то время как для концевой уплотнения оно в сотни раз меньше. Поэтому концевые уплотнения обеспечивают малую утечку лишь при достаточно большом числе гребешков, достигающем нескольких десятков. При этом часть длины вала, занятая концевыми и промежуточными уплотнениями, может составлять 40 % и более длины вала.

Концевое уплотнение организуется так, чтобы исключить попадание пара в машинный зал даже в самых малых количествах, так как при этом теряется не только рабочее тело, которое надо восполнять на

водоподготовительных установках, но и повышается влажность в машинном зале, появляется опасность попадания пара в корпуса стоящих рядом подшипников и обводнения маsla.

Схема переднего концевой уплотнения для части цилиндра, работающей под давлением, показана на рис. 2.36. Все уплотнение разделяется на отдельные камеры. В предпоследние камеры подается уплотняющий пар с регулируемым давлением, несколько большим атмосферного. Из последней камеры пар отсасывается с помощью эжектора, и в ней создается давление, меньшее атмосферного. Таким образом, из последней камеры отсасывается пар, поступающий из предпоследней камеры, и воздух, подсасываемый из атмосферы, но пар из турбины не может выйти в машинный зал. Промежуточные камеры уплотнения соединяют с паровым пространством регенеративных подогревателей, направляя в них пар из турбины. Тем самым утилизируется теплота отсасываемого пара.

Аналогичным образом организовано и концевое уплотнение части вала, находящегося под разрежением. Разница состоит лишь в том, что оно имеет только две камеры: подачи уплотняющего пара и отсоса смеси пара и атмосферного воздуха.

2.15. МНОГОЦИЛИНДРОВЫЕ ТУРБИНЫ

Одноцилиндровую паровую турбину удастся выполнить только в том случае, когда абсолютный объем пара, покидающего последнюю ступень, не слишком велик. Это бывает либо при малой мощности конденсационной турбины (меньше 50 МВт), либо при высоком противодавлении.

В большинстве случаев турбину выполняют многоцилиндровой — это позволяет увеличить единичную мощность турбоагрегата, что приводит к большим выгодам.

Укрупнение мощности турбоагрегата приводит и к снижению стои-

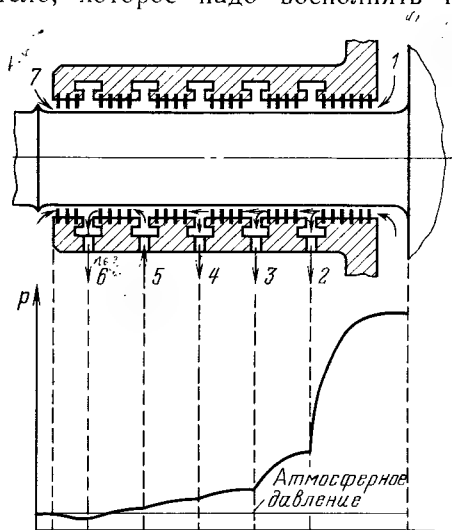


Рис. 2.36. Схема переднего концевой уплотнения ротора ЦВД мощной турбины:

1 — пар из камеры регулирующей ступени, 2, 3, 4 отсосы в подогреватели; 5 пар от регулятора давления; 6 отсос в вакуумный эжекторный холодильник; 7 подсос воздуха

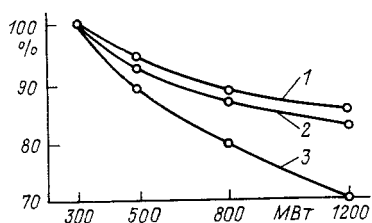


Рис. 2.37. Зависимость стоимости оборудования от единичной мощности блока:

1 — себестоимость котлов; 2 — удельные капиталовложения; 3 — себестоимость турбин

мости установленного 1 кВт мощности турбины и всей электростанции в целом. Из рис. 2.37 видно, что экономия от увеличения единичной мощности турбоагрегата весьма значительна. Особенно важным является снижение капиталовложений для АЭС, так как по сравнению с ТЭС они в несколько раз выше. Именно укрупнение оборудования (реакторов и турбин) позволяет создать АЭС, могущие конкурировать с ТЭС.

Как видно из соотношения (2.40), мощность турбоагрегата без отборов определяется располагаемым теплоперепадом турбины и расходом пара. Теплоперепад турбины H_0^t определяется, как неоднократно указывалось, начальными параметрами и климатическими условиями и потому ограничен. Таким образом, увеличить мощность турбины можно только за счет увеличения расхода пара G .

Если турбину выполнить однопоточной, то расход пара, протекающего через последнюю ступень, определится соотношением

$$G_k = \Omega c_{2a} / v_k, \quad (2.41)$$

где $\Omega = \pi d l_2$ — кольцевая площадь выхода пара, определяемая средним диаметром d последней ступени и высотой l_2 ее рабочей лопатки; c_{2a} — осевая составляющая скорости выхода потока c_2 из последней ступени; v_k — удельный объем пара.

При зафиксированных параметрах пара в конденсаторе и выходной потере $c_2^2/2$ расход пара G_k , проходящий через последнюю ступень, однозначно определяется кольцевой площадью выхода Ω : чем больше Ω , тем больше расход G_k и мощность турбины P_3 .

Конечно, увеличить мощность турбины можно и за счет увеличения скорости c_{2a} , и за счет уменьшения удельного объема v_k путем увеличения давления p_k . Однако в обоих случаях будет уменьшаться абсолютный электрический КПД: в первом случае — из-за уменьшения относительного внутреннего КПД η_{oi} турбины, во втором — из-за уменьшения термического КПД цикла.

Таким образом, увеличение мощности однопоточной турбины может быть достигнуто только за счет увеличения кольцевой площади выхода, которая, к сожалению, не может быть любой. Дело заключается в том, что напряжения, определяющие механическую прочность рабочих лопаток, пропорциональны произведению dl_2 , плотности материала лопаток и квадрату частоты вращения. Поэтому при выбранной частоте вращения механическая прочность лопаток последней ступени определяет кольцевую площадь для выхода пара, его расход и максимальную мощность турбины.

Одной из мер увеличения кольцевой площади выхода последней ступени является использование полutorного выхода, или ступени Баумана (рис. 2.38). В проточной части с такой ступенью предпоследняя ступень выполняется примерно таких же размеров, как и последняя, но делается она двухъярусной: из корневой части ступени пар поступает в последнюю ступень, а из периферийной — непосредственно в конденсатор. Таким образом, площадь выхода в конденсатор состоит из площади последней ступени и периферийной части предпоследней ступени. Это и позволяет увеличить единичную мощность турбины.

Введение регенеративного подогрева питательной воды также позволяет увеличить единичную мощность

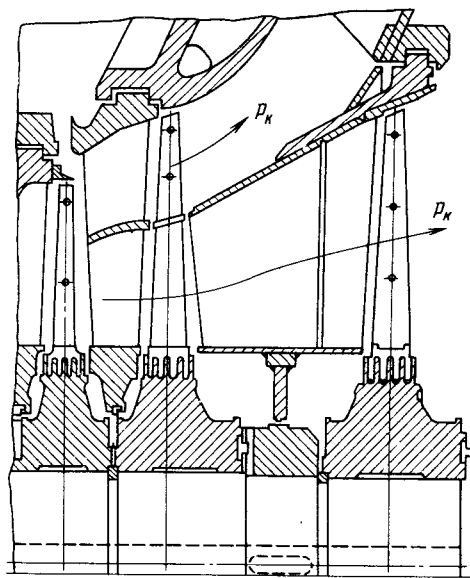


Рис. 2.38. Проточная часть низкого давления с предпоследней двухпоточной ступенью

турбины, так как при предельном расходе G_k через последнюю ступень турбины расход через предыдущие ступени будет больше (см. рис. 2.29), а следовательно, больше будет и мощность.

Расчеты показывают, что предельная мощность однопоточной турбины в настоящее время может составлять 50—200 МВт.

Увеличение единичной мощности агрегата можно получить раздвоением потоков пара при таких параметрах, при которых его удельный объем достигнет значения, требующего недопустимого увеличения длины лопатки. В результате оказывается целесообразным выделить отдельного двухпоточного цилиндра низкого давления (ЦНД) с симметрично направленными потоками пара (рис. 2.39). Выходная кольцевая площадь Ω для двухпоточного цилиндра в 2 раза больше, чем однопоточного.

Следующей мерой увеличения единичной мощности турбоагрегата является использование нескольких ЦНД с соответствующим увеличением общей кольцевой площади

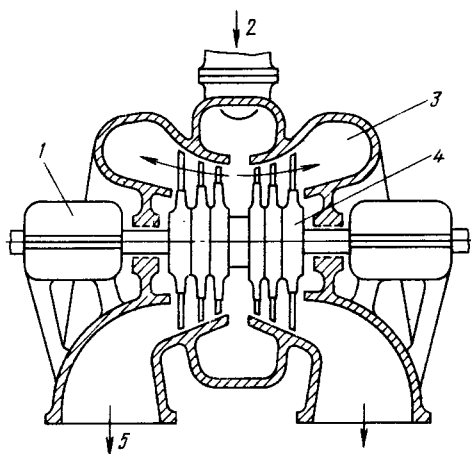


Рис. 2.39. Конструктивная схема двухпоточного ЦНД:

1 — подшипник; 2 — вход пара; 3 — выходной патрубок; 4 — ротор; 5 — выход пара в конденсатор

выхода. Например, в турбинах К-1200-240 ЛМЗ и К-500-65/3000 ХТЗ для использования на ТЭС применяют соответственно три ЦНД, шесть выходов пара и четыре ЦНД, восемь выходов пара (рис. 2.40).

Успехи турбостроения приводят к постепенному увеличению кольцевой площади выхода последней ступени (рис. 2.41). В частности, для последней ступени турбины К-1200-240 ЛМЗ использовали в качестве материала лопатки не высоколегированную нержавеющую сталь, а титановый сплав. Его плотность почти в 2 раза меньше, а прочность почти такая же, как стали. Это обеспечивает меньшие центробежные силы от вращения и возможность выполнения последних ступеней с большей кольцевой площадью выхода.

Значительное увеличение мощности можно получить уменьшением частоты вращения в 2 раза. При этом для получения частоты электрического тока 50 Гц, принятой у нас в стране, генератор необходимо выполнять четырехполюсным. Уменьшение частоты вращения в 2 раза при тех же размерах ступени уменьшает их напряженность в 4 раза

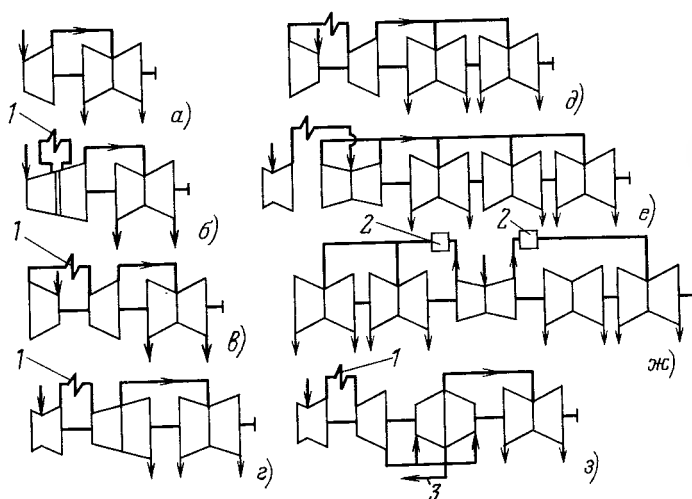


Рис. 2.40. Схемы некоторых мощных многоцилиндровых турбин:

а — К-100-90 ЛМЗ; б — К-160-130 ХТЗ; в — К-200-130 ЛМЗ; г — К-300-240 ЛМЗ; д — К-500-240 ХТЗ; е — К-800-240 ЛМЗ, К-1200-240 ЛМЗ; ж — К-500-65/3000 ХТЗ; 1 — промежуточный перегрев; 2 — СПП, 3 — отбор пара на теплофикацию

или, наоборот, позволяет при сохранении той же напряженности увеличить кольцевую площадь выхода и соответственную мощность в 4 раза.

Для турбин ТЭС снижение частоты вращения нецелесообразно, так как оно снизит окружную скорость вращения лопаток ЦВД и при оптимальном отношении $x_{\phi} = u/c_{\phi}$ уменьшит теплоперепад $\bar{H}_0$, срабатываемый в одной ступени, и увеличит число лопаток. С другой стороны, увеличение диаметра ступеней с целью сохранения окружной скорости резко уменьшит и без того малую высоту решеток в ЦВД (так как их площадь определяется

только объемным расходом пара) и приведет к сильному увеличению потерь в решетках и снижению КПД. Поэтому переход на пониженную частоту вращения для турбин ТЭС нецелесообразен.

Иное положение с турбинами для АЭС. Их располагаемый теплоперепад (см. рис. 2.28) почти в 2 раза меньше, чем турбин ТЭС, и поэтому для получения той же мощности необходим почти в 2 раза больший расход пара и соответственно большие высоты решеток. В этом случае высоты решеток в ЦВД будут достаточно велики и становится целесообразным выполнять турбину на частоту вращения 25 с^{-1} .

Переход на частоту вращения 25 с^{-1} увеличивает радиальные размеры турбины, ее массу и стоимость. Увеличивается стоимость и электрического генератора. Поэтому выбор частоты вращения осуществляют на основе технико-экономических расчетов.

Современная мощная паровая турбина для ТЭС и ТЭЦ обычно имеет цилиндр высокого давления (ЦВД), на выходе из которого давление пара составляет 2—4 МПа и из которого пар направляется на промежуточный перегрев, цилиндр среднего давления (ЦСД), в котором пар расширяется до 0,2—0,4 МПа, и один или чаще несколько ЦНД.

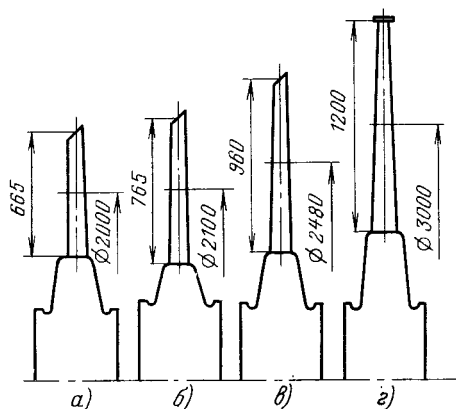


Рис. 2.41. Колеса последних ступеней турбин ЛМЗ:

а — турбины К-50-90, К-100-90; б — К-200-130; в — К-300-240, К-800-240; г — К-1200-240

В турбинах для АЭС обычно выполняют ЦВД, после которого пар направляется в СПП, и один или несколько ЦНД.

2.16. УРАВНОВЕШИВАНИЕ ОСЕВЫХ УСИЛИЙ В ТУРБИНЕ

В ступени активного типа, всегда выполняемой с большей или меньшей степенью реакции, возникает разность давлений на рабочем диске, вследствие чего на каждый диск действует осевое усилие. Осевые усилия складываются от диска к диску (рис. 2.42, а), и в результате, если не принять специальных мер, суммарное усилие окажется настолько большим, что его не сможет выдержать ни один упорный подшипник.

Как уже отмечалось, в ЦВД и ЦСД диски выполняются с разгрузочными отверстиями, уменьшающими разность давлений на диск. Однако отверстия, даже большого размера, обладают определенным гидравлическим сопротивлением, из-за чего все-таки поддерживается определенная разность давлений. В дисках ротора ЦНД разгрузочных отверстий не делают, так как в цилиндре абсолютные давления малы и соответственно невелики абсолютные перепады давления на диски.

Радикальным способом уменьшения осевого усилия является использование симметричной конструкции цилиндров, показанной на рис. 2.39. Поскольку добиться полной симметрии в расходах пара и зазорах по потокам невозможно, то даже в симметричной конструкции возникают осевые усилия. Кроме того, двухпоточная конструкция неприменима для турбин с малыми объемами пропусками пара, обуславливающими малые высоты лопаток в ЦВД и большие потери.

Для разгрузки ротора от осевого усилия чаще всего используют разгрузочный «поршень», схема работы которого показана на рис. 2.42, б. Диаметр «поршня» d_n выполняют большим, чем диаметр вала d_1 под диафрагмой второй ступени. В результате на кольцевую поверхность, расположенную вне окружности диаметра d_n , будет действовать осевое усилие R_d , обусловленное разностью давлений $(p'_1 - p_2)$ и направленное по потоку пара, а на кольцевую поверхность $\pi (d_n^2 - d_1^2) / 4$ будет действовать давление p_2 за ступенью, и в результате возникнет разгружающая сила $R'_p = p_2 \pi (d_n^2 - d_1^2) / 4$, действующая справа налево и направленная против основного осевого усилия R_y , действующего слева направо. Чем больше разность диа-

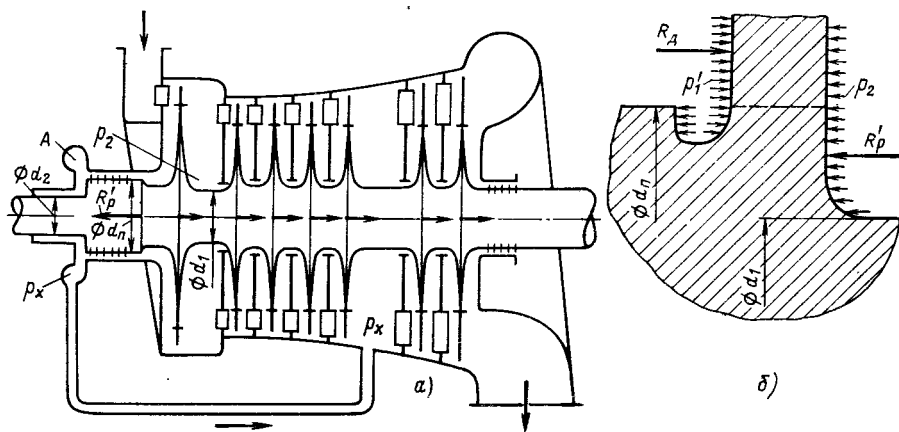


Рис. 2.42. Уменьшение осевого усилия с помощью разгрузочного поршня в турбине активного типа

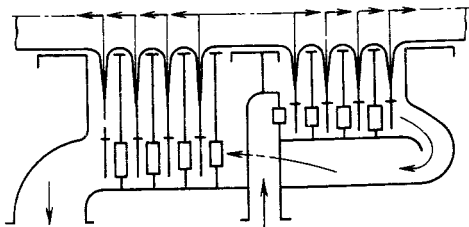


Рис. 2.43. Конструкция противоточного ЦВД

метров d_n и d_1 , тем больше разгрузочная сила. Поскольку диаметр d_n оказывается больше диаметра вала d_2 , выходящего из цилиндра, на ротор будет действовать дополнительная нагружающая осевая сила $R'_y = p_x \pi (d^2 - d_2^2) / 4$, вызванная давлением p_x . Для ее уменьшения камеру А связывают турбопроводом с промежуточной ступенью или выходным патрубком.

Суммарное осевое усилие, действующее на ротор, $R_{ос} = R_y + R'_y - R'_p$, где R_y — суммарное осевое усилие, действующее на диски турбины.

Диаметр d_n подбирают так, чтобы создать разгружающую силу R'_y , которая обеспечила бы малое результирующее осевое усилие $R_{ос}$, действующее на упорный подшипник.

Разгрузка ротора цилиндра от осевого усилия может быть получена при использовании противоточного цилиндра (рис. 2.43), в котором пар после прохождения через несколько ступеней поворачивает на 180° и движется в обратном направлении. В этом случае сохраняются все преимущества цилиндра с потоками пара, направленными в разные стороны, но не снижается КПД ступеней из-за уменьшения высоты их решеток. Правда, при этом возникают потери с выходной скоростью пара в первой группе ступеней, а также потери из-за поворота пара и его протекания между внутренним и внешним цилиндрами.

Контрольные вопросы и задачи

1. Сухой насыщенный пар с давлением 0,6 МПа расширяется в сопле до давления 5 кПа. Какое сопло необходимо использовать

для полного превращения потенциальной энергии пара в кинетическую? Какова будет скорость истечения пара?

2. Как будет изменяться в трубе скорость протекающего пара при наличии сил трения?

3. Параметры пара перед ступенью $p_0 = 18$ МПа; $t_0 = 420^\circ\text{C}$; $c_0 = 100$ м/с. Определите параметры торможения перед ступенью.

4. Запишите уравнения неразрывности для выходных сечений сопловой и рабочей решеток ступени и объясните их смысл.

5. Запишите уравнение первого закона термодинамики для потока пара.

6. Что такое степень реакции ступени?

7. Для чего строят треугольники скоростей?

8. Перечислите потери, которые учитывает относительный лопаточный КПД ступени. Как связаны эти потери с коэффициентами скорости?

9. Какая основная характеристика решетки определяет величину коэффициентов ψ и ψ' ?

10. Какая характеристика турбиной ступени определяет ее экономичность?

11. Активная и реактивная ступени выполнены на оптимальные отношения x_f , одинаковый диаметр и частоты вращения. Какая из ступеней перерабатывает больший теплотеплопереда?

12. Какими потерями отличаются относительные внутренний и лопаточный КПД?

13. Активная и реактивная ступени имеют одинаковые размеры, частоту вращения и начальные и конечные параметры. В какой из ступеней надбандажные протечки больше, если конструкция уплотнений одинакова?

14. Как изменится протечка пара через диафрагменное уплотнение после ремонта, если зазор уменьшен с 2,5 до 1,2 мм?

15. При модернизации диафрагменного уплотнения число гребешков увеличено с четырех до восьми. Как это скажется на протечке пара?

16. Во сколько раз будут различаться потери на трение в первых ступенях двух турбин, если параметры пара соответственно равны 18 МПа, 500°C и 10 МПа и 490°C и частота вращения обеих турбин 50 с⁻¹?

17. Какие дополнительные потери имеются в ступенях с частичным подводом?

18. С какой целью в ступенях с частичным подводом устанавливают защитный кожух?

19. Каковы преимущества и недостатки двухвальных ступеней?

20. Как и почему изменяется давление в зазоре между сопловой и рабочей решетками?

21. Относительный внутренний КПД ступени без учета влажности $\eta_{0v} = 0,88$. Как он изменится, если учесть, что средняя влажность в ступени $y = 8\%$?

22. Объясните работу разгрузочного «поршня».

23. Какие конструктивные меры используются для уменьшения осевых усилий в турбине?

24. Диаметр ступени цельнокованого ротора равен 1,25 м. Какой теплоперепад может переработать чисто активная ступень при частоте вращения 50 с^{-1} ?

25. Почему турбины выполняют многоступенчатыми?

26. Что такое возврат теплоты?

27. Объясните появление потерь при впуске и выходе пара в многоступенчатой турбине.

28. В чем состоит целесообразность повышения единичной мощности турбоагрегата?

29. Что ограничивает единичную мощность турбоагрегата?

30. Почему турбины выполняются многоцилиндровыми?

31. Что определяет количество ЦНД в турбине?

32. Почему применение титановых сплавов позволяет увеличить мощность турбоагрегата?

33. Почему для турбин АЭС применяют частоту вращения 25 с^{-1} , а для турбин ТЭС нет?

34. Как работает концевое уплотнение турбины?

35. Почему в турбине возникают осевые усилия?

Глава третья

КОНСТРУКЦИЯ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

3.1. МАТЕРИАЛЫ

Основные свойства металлов

Создание надежно работающей и экономичной турбины и ее эксплуатация невозможны без обеспечения механической прочности ее деталей, которая определяется двумя основными факторами: действующими и предельными нагрузками (прочностью), которые может выдержать материал без разрушения. Чем меньше нагрузки по отношению к предельным, тем прочнее деталь.

Изложить достаточно подробно вопросы обеспечения механической прочности деталей турбин в настоящей книге не представляется возможным. Однако для понимания факторов, определяющих механическую прочность деталей паровых турбин, необходимо иметь некоторые элементарные представления о сопротивлении материалов и деталей турбин механическим воздействиям.

Степень напряженности материала под действием приложенных к нему сил характеризуется в первую очередь **напряжением**.

При приложении к некоторому телу внешних сил внутри него возникают напряжения — внутренние силы, препятствующие разрушению тела. Если, например, к образцу

(рис. 3.1) приложить внешнюю продольную силу P , то в каждом его сечении появятся внутренние продольные распределенные по сечению силы. Напряжение — это внутренняя сила, действующая на единицу площади сечения. Если площадь сечения рассмотренного образца $F=1 \text{ см}^2$, а растягивающая сила $P=1 \text{ Н}$, то напряжения в сечении $\sigma = P/F = 1 \text{ Н/см}^2$.

Таким образом, размерность напряжения совпадает с размерностью давления и поэтому их чаще всего измеряют в МПа или кгс/см^2 .

В рассмотренном примере напряжения во всех точках сечения одинаковы. В частности, одинаковыми будут и напряжения в сечении вращающейся рабочей лопатки под действием центробежных сил. Однако

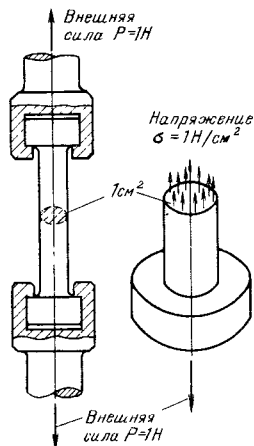


Рис. 3.1. Напряжения в стержне, растягиваемом внешней силой

это бывает в общем случае редко. Если, например, рассмотреть напряжения, возникающие в лопатке под действием парового потока, то они будут изменяться по сечению: ясно, что при увеличении интенсивности потока разрушение скорее всего начнется в корневом сечении с входной или выходной кромки лопатки, где напряжения, вызванные изгибом лопатки, будут выше, чем в средней ее части.

В большинстве случаев для оценки механической прочности детали в ней определяют напряжения, находят опасную точку, в которой они максимальны, а затем сравнивают их с характеристикой прочности материала детали.

При работе материала при постоянных напряжениях и невысоких температурах его разрушение наступает при достижении напряжений σ , равных пределу прочности материала σ_b . Если к образцу, показанному на рис. 3.1, приложить усилие P , создающее в его сечении напряжение σ_b , то он разрушится, получив при этом остаточное (необратимое) удлинение: сумма длин частей разрушенного образца будет больше, чем его первоначальная длина. Отношение приращения длины образца к первоначальной длине называется относительным удлинением δ . Оно характеризует пластичность материала. Чем больше δ , тем меньшую склонность к внезапному хрупкому (без остаточного удлинения) разрушению обнаруживает материал.

Для оценки надежности детали, работающей при постоянных напряжениях, обычно используется не предел прочности, соответствующий разрушению, а меньшая величина — предел текучести σ_s . Предел текучести — это те напряжения, при которых появляются первые пластические деформации после упругого деформирования. Деталь считается спроектированной надежно, если в ней не возникает пластических деформаций, т. е. ее материал работает в зоне упругости. Иногда пластические деформации все-таки допускаются, но тогда вводят дополни-

тельные меры, обеспечивающие прочность детали.

Мерой сопротивления материала упругим деформациям является модуль упругости E — коэффициент пропорциональности между напряжениями и деформациями. Например, сопротивление деформированию титановых сплавов примерно в 2 раза меньше, чем сталей.

При работе детали при высокой температуре в ней развивается явление ползучести. Деталь, которая при некоторых напряжениях, меньших предела текучести σ_s , при низких температурах работает вполне надежно неограниченное время, при высокой температуре может иметь лишь ограниченный срок службы: спустя некоторое время в наиболее напряженной точке детали возникнет трещина вследствие истощения длительной прочности. Напряжение, при котором материал может прослужить заданное время при заданной температуре, называется пределом длительной прочности $\sigma_{д.п.}$. Ясно, что при рабочей температуре и заданном сроке службы напряжения в детали должны быть меньше предела длительной прочности с некоторым запасом.

При высоких температурах проявляется еще одно явление: деталь медленно увеличивает свои размеры даже при неизменных внешних нагрузках. Напряжение, при котором при заданной температуре накапливается деформация ползучести определенной величины, называется пределом ползучести.

Во многих случаях на детали, в частности на рабочие лопатки, действуют переменные во времени нагрузки, вызывающие в них переменные напряжения. В этом случае при амплитуде напряжений, даже существенно меньшей предела текучести, в материале может возникнуть явление усталости. После определенного числа циклов нагружения в детали возникает трещина усталости. Амплитуда напряжений, при которой материал

может выдержать определенное, например 10^7 , число циклов нагружения, называется пределом усталости.

Если изготовить из различных материалов совершенно одинаковые стержни, закрепить их и вывести из состояния покоя, то они начнут совершать свободные затухающие колебания. Затухание для различных стержней будет происходить по-разному и тем интенсивнее, чем большей способностью рассеивать энергию колебаний обладает их материал. Рассеивание энергии колебаний называется демпфированием, а свойство материала, которое ее характеризует — декрементом колебаний. Чем больше декремент колебаний материала, тем меньшие напряжения возникают в детали при колебаниях.

Не каждая трещина, появившаяся в результате усталости, истощения длительной прочности или просто оставшаяся незамеченной в процессе изготовления, представляет непосредственную опасность для детали. Ведь дефекты малого размера имеются практически в каждой изготовленной детали, но она работает с ними многие годы. *Хрупкое разрушение наступает лишь при достижении трещиной критического размера $l_{кр}$, определяемого ее формой, размерами детали, напряжениями σ , действовавшими до появления трещины, и, наконец, материалом.* В первом приближении

$$l_{кр} = \pi K_c^2 / \sigma^2, \quad (3.1)$$

где K_c — вязкость разрушения, определяющая сопротивление хрупкому разрушению.

Эта характеристика наиболее сильно зависит от температуры, причем при некоторой критической температуре хрупкости происходит ее резкое изменение. Поэтому одна и та же деталь при температуре ниже критической разрушается хрупко, а при большей температуре — вязко, с за-

метными пластическими деформациями.

Появившиеся в материале трещины (вследствие усталости, ползучести или других причин) при приложении переменных нагрузок развиваются от начального состояния до критического размера. Скорость их роста определяется тремя факторами: напряжениями в области трещины, ее длиной и свойствами материала, из которого сделана деталь. *Чем выше диапазон изменения внешних нагрузок, чем больше трещина и чем меньше сопротивление материала развитию трещины, тем больше скорость ее роста от цикла к циклу нагружения.*

Способность материала проводить теплоту называется теплопроводностью, а характеристика, ее определяющая, — коэффициентом теплопроводности λ . Чем больше λ , тем равномернее прогревается или остывает деталь.

Удлинение материала при нагреве (или сокращение при остывании) определяется коэффициентом линейного расширения α_t . Эта характеристика важна для правильного назначения зазоров между отдельными смежными деталями турбины (например, ротором и статором), которые при изменении температуры могут изменять свои размеры по-разному.

Приведенные характеристики материалов являются основными и, конечно, не исчерпывают всего их многообразия.

Материалы деталей турбин

Для деталей турбин в общем случае используют стали (углеродистые и легированные), чугуны и различные сплавы.

Стали. Для деталей турбин, работающих в области низких температур, используют углеродистые стали.

Углеродистая сталь — сплав железа и углерода с содержанием последнего 0,05–1,7 %. Для деталей

турбин используются только качественные углеродистые стали, химический состав и механические характеристики которых гарантированы заводом-изготовителем. Эта сталь маркируется числом, указывающим содержание углерода в стали в сотых долях процента. Например, в стали 20 содержится 0,20 % углерода. Свойства и области применения некоторых углеродистых сталей приведены в табл. 3.1.

Литые качественные стали обозначаются с добавлением литеры Л. В табл. 3.2 приведены основные свойства литых сталей.

Для изготовления ответственных деталей турбин (роторов, лопаток, дисков, корпусов и т. д.) используются легированные стали — углеродистые стали с добавкой легирующих элементов: хрома, молибдена, ванадия, никеля и др. Легирование позволяет получить стали с характеристиками, значительно превосходящими углеродистые стали.

Таблица 3.1. Свойства некоторых качественных углеродистых сталей и область их применения

Марка стали	σ_s , МПа	σ_b , МПа	δ , %	Область применения
10	210	340	31	Листы для сварных корпусов ЦНД
15	230	380	27	
20	250	420	25	
25	280	460	23	Крепеж различного назначения
30	300	500	21	
35	320	540	20	
40	340	580	19	

Таблица 3.2. Механические свойства литых качественных углеродистых сталей

Марка стали	σ_s , МПа	σ_b , МПа	δ , %	Область применения
15Л	200	400	24	Корпуса паровых турбин, арматура паропроводов, диафрагмы, обоймы
20Л	220	420	23	
25Л	240	450	19	
30Л	260	480	17	
35Л	280	500	15	
40Л	300	530	14	
45Л	320	550	12	
50Л	340	580	11	
55Л	350	600	10	

Легированные стали обозначают следующим образом: цифрами указывают содержание в стали углерода (одна цифра в десятых, две — в сотых долях процента), а затем по порядку записывают буквы русского алфавита, обозначающие легирующие элементы, а после каждой из них процентное содержание. При содержании легирующего элемента менее 1 % цифры опускают.

Легирующие элементы обозначают следующими буквами:

Хром	Х	Алюминий	Ю
Молибден	М	Медь	Д
Ванадий	Ф	Никобий	Б
Никель	Н	Кобальт	К
Титан	Т	Бор	Р
Вольфрам	В		

Например, в литой стали 15Х1М1ФЛ содержится примерно 0,15 % углерода, 1,2 % хрома, 1–2 % молибдена, около 1 % ванадия, а остальное — железо.

Свойства наиболее употребительных легированных сталей представлены в табл. 3.3.

Чугуны. Чугун — это сплав железа и углерода при содержании последнего более 2 %. Обычно в чугуне содержится от 2,8 до 3,5 % углерода. Различают чугуны белый, ковкий, серый и высокопрочный. В турбинах используют два последних вида.

Серый чугун хорошо лется, поддается обработке резанием и потому находит широкое применение для низкотемпературных корпусов ЦНД, корпусов подшипников, диафрагм и других деталей.

Добавление в серый чугун модификаторов (ферросилиция или его сплава с алюминием) повышает его механические свойства. Такой чугун называется модифицированным.

Серый чугун обозначается буквами СЧ и двумя двухзначными числами, первое из которых указывает значение предела прочности на растяжение, а второе — на изгиб (кгс/мм²). Например, чугун марки СЧ 15-32 имеет предел прочности на растяжение $\sigma_b \geq 15$ кгс/мм² ≈ 150 МПа и 32 кгс/мм² на изгиб.

В табл. 3.4 приведены основные марки серого чугуна, используемого

Т а б л и ц а 3.3. Основные свойства некоторых легированных сталей и область их применения

Марка стали	Температура, °С	Предел текучести σ_s , МПа	Предел прочности σ_b , МПа	Относительное удлинение δ , %	Модуль упругости $E \cdot 10^{-4}$, МПа	Предел длительности $\sigma_{дл}$ за 10^5 ч, МПа	Коэффициент линейного расширения $\alpha \cdot 10^{-6}$, 1/К	Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·К)	Декремент колебаний η , %	Область применения
1Х13	20	410	610	22	22	—	10,1	25,1	2,0	Рабочие лопатки, бандажные ленты, скрепляющие проволоки
	400	370	500	16	19	330	11,4	28,1	1,5	
2Х13	20	520	720	21	22	—	10,1	22,2	2,0	Рабочие лопатки
	400	400	530	16	19	330	11,4	26,4	1,5	
15Х12ВМФ (ЭИ-802)	20	750	890	15	22	—	9,7	24,7	1,4	Рабочие лопатки, диафрагмы, крепеж, заклепки хвостовых соединений
	500	530	580	14	18	280	11,2	26,8	0,7	
34ХМА	20	430—520	620—720	17—22	22	—	12,3	40,6	—	Валы, диски, штоки клапанов
	500	—	—	—	—	—	—	—	—	
20Х1М1 (Р2, Р2М) 20Х3ВМФ (ЭИ-415)	20	570	740	19	22	—	10,9	40,6	—	Цельнокованные роторы
	500	460	540	18	—	220—260	13,7	36,0	—	
	20	600—700	700—800	12—18	21	—	10,6	35,6	—	
	500	460—560	480—580	15—20	—	210	12,6	29,7	—	
34ХМ1А 34ХНЗМА	20	480	650	14	22	—	12,3	40,6	—	Сварные роторы
	20	680—850	830	12	21	—	10,8	37,7	—	
20ХМЛ	20	310	400	12—28	21	—	10,9	49,0	—	Корпуса турбин, корпусов статорных и регулирующих клапанов, соединительных коробок, клапанные коробки
	550	260	340	24	—	60—65	13,7	28,1	—	
20ХМФЛ	20	320—480	500—690	14—24	20	—	10,0	49,0	—	
	550	220—390	320—470	12—21	17	100	13,6	26,4	—	
15Х1М1ФЛ	20	350	550—600	22	22	—	12,4	32,3	—	
	540	240	310	18	18	130	14,0	23,8	—	

Таблица 3.4. Механические свойства серых чугунов и область их применения

Марка чугуна	σ_s , МПа	σ_b , МПа	Область применения
СЧ 15-32	150	320	Корпуса ЦНД, выходные патрубки, корпуса подшипников, фундаментные рамы
СЧ 18-36	180	360	Корпуса ЦНД, выходные патрубки, диафрагмы
СЧ 21-40	210	400	Корпуса ЦНД, выходные патрубки, диафрагмы, сопловые коробки, корпуса масляных насосов
СЧ 22-44	220	440	Диафрагмы, корпуса подшипников
СЧ 28-48*	280	480	Нагруженные детали, заменяющие стальное литье
СЧ 32-52*	320	520	
СЧ 35-56*	350	560	
СЧ 38-60*	380	600	

Примечание. Звездочкой помечены модифицированные чугуны.

для деталей паровых турбин, и его основные свойства.

Использование серых чугунов ограничено температурой 250 °С, модифицированных — 300 °С. При больших температурах наблюдается явление роста чугуна: соединение железа с углеродом — цементит — распадается на углерод и железо, суммарный объем которых на 30—40 % больше. Рост чугуна приводит к распуханию детали, ее короблению и заклиниванию в смежных деталях. Сам материал при этом становится непрочным и хрупким.

Находит применение в турбинах и высокопрочный чугун — чугун с добавкой 0,04—0,06 % магния. Обозначается такой чугун буквами ВЧ и двумя числами: первое число указывает минимальное значение предела прочности при растяжении (кгс/мм^2), второе — минимальное относительное удлинение (%). Например, высокопрочный чугун ВЧ 50-1,5 имеет предел прочности на растяжение не менее $50 \text{ кгс/мм}^2 \approx 500 \text{ МПа}$ и относитель-

Таблица 3.5. Механические свойства высокопрочных чугунов и область их применения

Марка чугуна	σ_b , МПа	σ_s , МПа	δ , %	Область применения
ВЧ 45-0	450	360		Вкладыши
ВЧ 50-1,5	500	380	1,5	опорных подшипников, на-
ВЧ 60-2	600	420	2	правляющие втулки, уплот-
ВЧ 45-5	450	330	5	нительные кольца
ВЧ 40-10	400	300	10	

ное удлинение при разрыве не менее 1,5 %. Основные свойства высокопрочных чугунов, используемых для деталей паровых турбин, приведены в табл. 3.5.

Не останавливаясь подробно на материалах, используемых для деталей турбин АЭС, укажем, что использование для них серого чугуна недопустимо из-за его низкого сопротивления щелевой эрозии — быстрого износа поверхностей деталей под действием потока пара, содержащего капли влаги.

Кроме рассмотренных выше материалов на основе железа в паровых турбинах находят применение другие металлические материалы: титановые сплавы для рабочих лопаток последних ступеней, цветные сплавы для трубок конденсаторов и подогревателей, баббиты для вкладышей подшипников и т. д. Их свойств мы коснемся при рассмотрении конструкций деталей, выполняемых из них.

3.2. РАБОЧИЕ ЛОПАТКИ

Условия работы рабочих лопаток

Основой турбины, определяющей ее надежность и экономичность, является ее проточная часть, наиболее ответственными элементами которой являются рабочие лопатки, профили которых образуют рабочую решетку. Именно в каналах рабочей решетки происходит преобразование энергии потока пара в полезную работу на валу турбины.

Условия работы рабочих лопаток очень тяжелы.

Под действием вращения с большой частотой в лопатке возникают большие центробежные силы и высокие напряжения растяжения, стремящиеся вырвать лопатку из диска.

Окружная сила (см. § 2.3), создающая полезный крутящий момент на валу турбины, изгибает лопатку в плоскости диска. Дополнительно лопатка изгибается в плоскости оси турбины под действием разности давлений $p_1 - p_2$.

Изгибающие силы, действующие на рабочие лопатки, не постоянны во времени, а непрерывно изменяются из-за различий в сопловых каналах, из которых пар поступает на рабочие лопатки, наличия выходных кромок сопловых лопаток и других причин. Это приводит к возбуждению колебаний лопаток и возможности появления усталостной трещины, которая, увеличиваясь, может достигнуть критического размера, после чего произойдет внезапный отрыв лопатки.

Особенно большие переменные нагрузки действуют на рабочие лопатки парциальных, в частности регулирующих ступеней. При прохождении лопатки перед группой сопел, из которых поступает пар, на нее действует полное усилие. При выходе лопатки из активной дуги подвода паровое усилие почти полностью пропадает. Это и приводит к появлению большой переменной аэродинамической силы.

Рабочие лопатки первых ступеней ЦВД и ЦСД турбин ТЭС работают в условиях высоких температур, вызывающих явление ползучести.

Для рабочих лопаток турбин АЭС и последних ступеней турбин ТЭС очень опасной является эрозия, приводящая к износу их поверхностей. Агрессивные примеси, содержащиеся в паре, вызывают коррозию и снижение сопротивления действию постоянных и переменных напряжений.

Конструкции рабочих лопаток

Конструкция простейшей рабочей лопатки показана на рис. 3.2. Лопатка состоит из рабочей части (пера) и хвостовика. Рабочая часть имеет профили, установка которых с равным шагом образует рабочие каналы. Хвостовики служат для крепления лопаток на диске. На торце рабочей части выполняют шип. На группу лопаток надевается лопаточный бандаж, в котором выполнены отверстия с шагом и формой, соответствующими шипам на лопатках, установленных на диске. Шипы расклепывают, и в результате лопатки на диске оказываются набранными в пакеты, что увеличивает вибрационную надежность облопачивания и позволяет выполнить периферийное уплотнение ступени.

Короткие лопатки ($d/l > 10$) выполняют с постоянным по высоте профилем, длинные — с переменным (рис. 3.3). Длинные лопатки приходится выполнять закрученными в соответствии с изменяющимися по высоте треугольниками скоростей (см. рис. 2.27). Одновременно необходимо уменьшать их площадь от корневого сечения к периферийному, для того чтобы уменьшить центробежную силу рабочей части

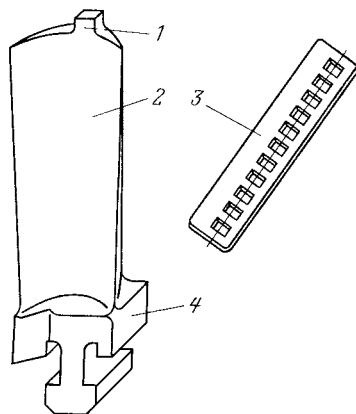


Рис. 3.2. Конструкция простейшей лопатки: 1 — шип; 2 — рабочая часть (перо); 3 — бандажная лента; 4 — хвостовик

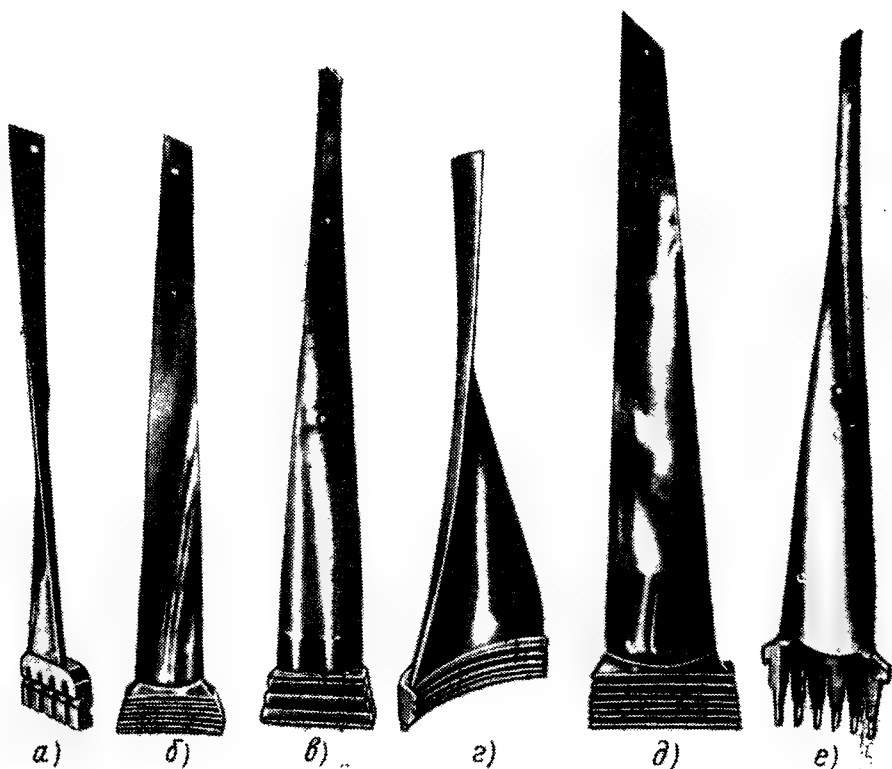


Рис. 3.3 Примеры лопаток последних ступеней мощных паровых турбин:

а - лопатка ЛМЗ длиной 960 мм на 50 об/с, *б* - лопатка ТМЗ длиной 940 мм на 50 об/с; *в* - лопатка ЛМЗ из титанового сплава длиной 1200 мм на 50 об/с, *г* - лопатка швейцарской турбины длиной около 1 м на 50 об/с, *д* - лопатка ХТЗ длиной 1450 мм на 25 об/с, *е* - лопатка американской турбины длиной 1320 мм на 30 об/с

лопатки и напряжения в корневом сечении и в хвостовике.

Рабочая часть лопатки фрезеруется или строгается на специализированных станках по копиру, а затем полируется до зеркального блеска. Это уменьшает потери на трение пара о поверхность лопаток и увеличивает их сопротивление усталости.

Особые меры применяются для защиты лопаток от эрозионного действия капель влаги при работе влажным паром. Как мы видели в § 2.10, крупные капли, вызывающие наиболее значительную эрозию, отстают от потока пара и в результате ударяют во входную часть спинки периферийной части лопатки. Поэтому часто прибегают к защите

этой части лопатки с помощью стеллитовых пластинок, наплавляемых на лопатку токами высокой частоты.

Стеллит — сплав на основе кобальта (60—65 %), содержащий 25—28 % хрома и 4—5 % вольфрама. Он имеет высокую твердость и очень высокое сопротивление эрозии. На рис. 3.4 показана рабочая лопатка со стеллитовыми пластинками. Видно, что они почти не изношены под действием эрозии в отличие от рабочей части лопатки, выполненной из стали.

Применение стеллита, как и вообще сплавов, содержащих кобальт, в турбинах, работающих радиоактивным паром, недопустимо. Связано это с тем, что в резуль-



Рис. 3.4. Эрозионный износ входных кромок рабочих лопаток (на периферийной части лопаток видны неповрежденные стеллитовые напайки)

тате коррозии кобальт попадает в теплоноситель, активируется в реакторе и затем осаждается на поверхностях оборудования в виде различных оксидов. Большой период полураспада кобальта-60 требует длительных работ по дезактивации оборудования при выводе его в ремонт.

Поэтому для рабочих лопаток паровых турбин одноконтурных АЭС вместо упрочнения входных кромок стеллитовыми пластинками используется электроискровая обработка поверхности. Процесс обработки состоит в создании многочисленных электрических разрядов между поверхностью лопатки и электродом, в результате которых происходит оплавление поверхности лопатки и перенесение на нее материала электрода. Для электродов используют стеллит (для турбин, работающих нерадиоактивным паром), феррохром, никельбор и другие материалы. В результате электрических разрядов на поверхности лопатки образуется закаленный легированный слой, имеющий высокое сопротивление эрозии.

Хвостовик — один из самых напряженных и ответственных элементов лопатки, с его помощью она крепится на диске.

Выбор типа хвостовика для рабочей лопатки определяется двумя факторами: нагрузкой, создаваемой

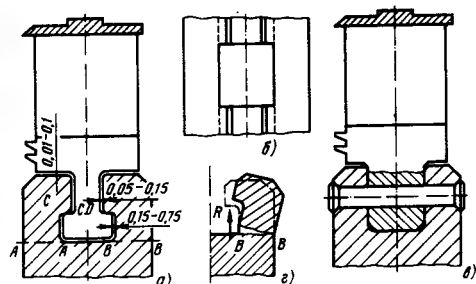


Рис. 3.5. Рабочая лопатка с Т-образным хвостовиком:

а — хвостовое соединение; б — колодец для заводки лопаток; в — крепление рабочей замковой лопатки заклепкой; г — разгиб щеки диска центробежной силой лопатки

лопаткой, и технологическим оборудованием турбинного завода.

На рис. 3.5 показан один из простейших хвостовиков — Т-образный, применяемый для лопаток малой длины. Для установки рабочих лопаток на диске выполняют паз по профилю лопатки. Для заводки лопаток в диске с двух противоположных сторон делают колодцы (см. рис. 3.5, б), через которые набираются и заводятся по окружности лопатки. Последними непосредственно в колодцы устанавливают замковые лопатки (рис. 3.5, в) и крепят их к диску цилиндрическими заклепками.

Хвостовики рассмотренной конструкции пригодны только для коротких лопаток, центробежная сила которых невелика. При больших высотах лопаток центробежная сила R , приложенная в плоскостях контакта $C-C$ и $D-D$ (см. рис. 3.5, а и г), вызывает в сечениях диска BB и AA высокие напряжения изгиба. Это может привести в зоне высоких температур к появлению трещины длительной прочности и требует увеличения толщины диска на периферии. Для уменьшения напряжений в ободе диска на хвостовой части лопатки выполняют замки (рис. 3.6) с плотным контактом поверхностей хвостовика и диска. Под действием центробежной силы R_1 , приложенной к

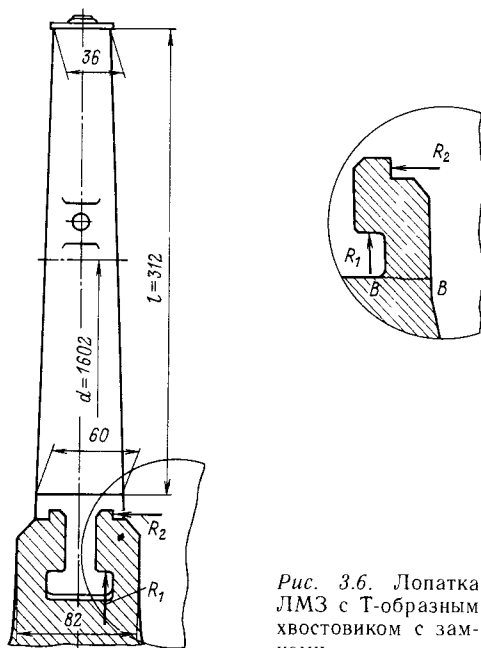


Рис. 3.6. Лопатка ЛМЗ с Т-образным хвостовиком с замками

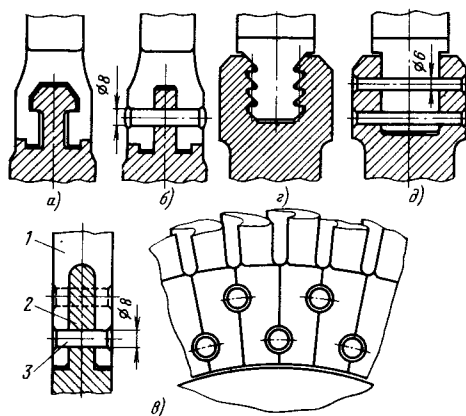


Рис. 3.7. Типы лопаточных хвостовиков, применяемых для коротких лопаток:

а, б — простейший грибовидный хвостовик с хвостовым и замковым соединением соответственно; в — вильчатый хвостовик; г, д — зубчиковый хвостовик с хвостовым и замковым соединением соответственно

опорной поверхности обода в месте контакта, возникает сила R_2 , уменьшающая изгибающие напряжения в сечении ВВ.

Т-образные хвостовики широко применяют ЛМЗ и ТМЗ в турбинах разных типов.

В турбинах ХТЗ широко применяются грибовидные хвостовики (рис. 3.7, а). На ободу диска выполняется выступ («грибок»), а в хвостовике лопатки — паз по форме выступа. В двух противоположных местах обода часть выступа срезается, и через вырезы заводятся лопатки. Замковые лопатки (рис. 3.7, б) выполняются отдельно точно по форме оставшейся части «грибка» и крепятся к ободу заклепками. На поверхности обода выполняют замки, которые в отличие от Т-образного хвостовика предотвращают разгиб хвостовика, а не щеки диска.

На рис. 3.7, в показан простейший вильчатый хвостовик 1, выполненный в виде вилки, насаживаемый сверху на диск 2 и закрепляемый на нем двумя заклепками 3. Вильчатое хвостовое соединение не требует специальных замковых лопаток и допускает легкую смену поврежденных лопаток без разлопачивания всего диска (как это требуется для замены лопатки с Т-образными или грибовидными хвостовиками).

На рис. 3.7, г показан зубчиковый хвостовик с окружной заводкой лопаток. Центробежная сила с лопатки на диск передается через опорные поверхности зубцов, плотно пригнанных к диску. Лопатки заводятся в паз через колодцы, в которые затем вставляются замковые лопатки, крепящиеся к диску заклепками.

Рассмотренные хвостовики пригодны для крепления лишь относительно коротких лопаток из-за их малой несущей способности.

На рис. 3.8 показаны хвостовые соединения для лопаток ЦНД турбины К-300-240 ЛМЗ. Начиная с третьей ступени вместо Т-образных хвостовиков, используемых во всех предшествующих ступенях турбины, применяется вильчатый хвостовик с тремя вилками. Для лопатки последней ступени, длина которой 960 мм, применяется мощный вильчатый хвост с пятью вилками. Увеличение числа вилок позволяет уве-

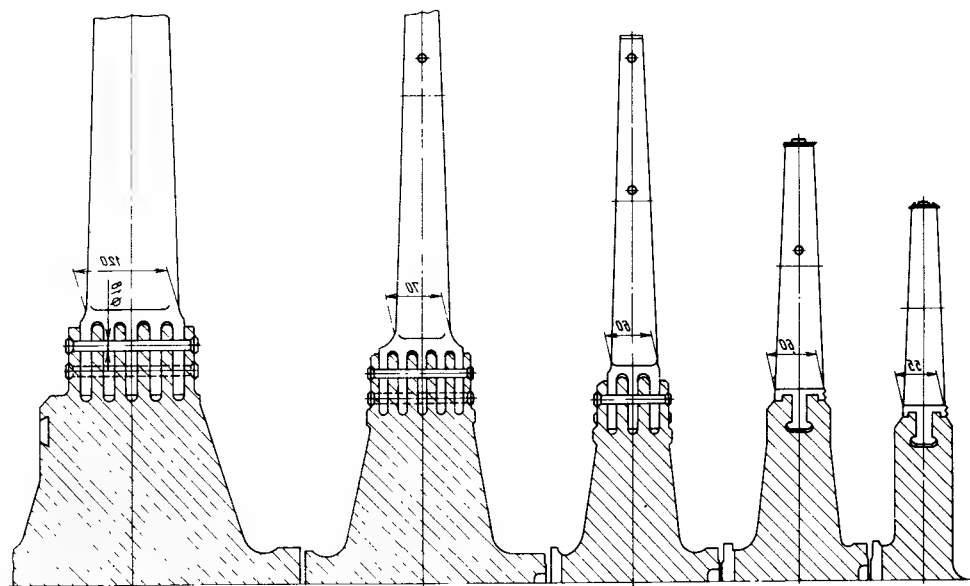


Рис. 3.8. Хвостовые соединения лопаток ЦНД турбины К-300-240 ЛМЗ

личить число поверхностей среза самого слабого элемента — цилиндрических заклепок.

Для увеличения несущей способности грибовидных хвостовиков их выполняют с несколькими опорными поверхностями (рис. 3.9), тщательно пригоняемыми к диску для равномерного распределения между ними усилия от центробежной силы. Многоопорными выполняются хвостовики лопаток регулирующей ступени (несмотря на их малую высоту), подверженные действию высоких переменных напряжений, и лопаток большой длины.

Для лопаток последних ступеней ХТЗ и ТМЗ используют елочный хвостовик с торцевой заводкой (см. рис. 3.3, б, д), большое число опорных поверхностей которого обеспечивает высокую несущую способность. Хвостовик и паз в диске под его заводку выполнены по дуге окружности, для того чтобы корневое сечение лопатки располагалось на полке хвостовика без свисания кромок. Это обеспечивает высокую усталостную прочность лопатки. Каждая лопатка крепится в осевом

направлении с помощью двух пластинчатых стопоров (рис. 3.10), один конец каждого из которых перед заводкой лопатки в паз отгибается

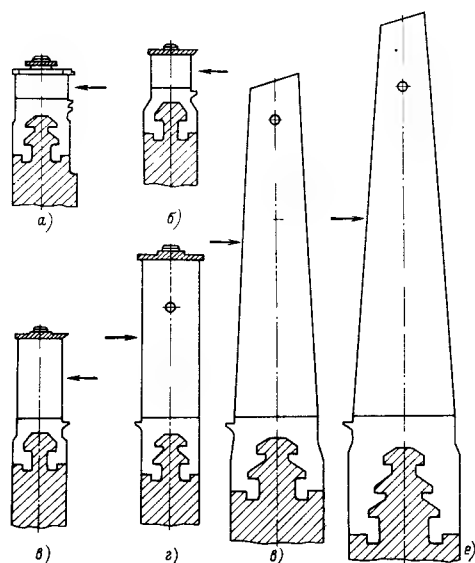


Рис. 3.9. Рабочие лопатки турбины К-300-240 ХТЗ:

а — регулирующая ступень; б — II ступень ЦВД; в — XI ступень ЦВД; г — VI ступень ЦСД; д — XI ступень ЦСД; е — XII ступень ЦСД (стрелками показано направление течения пара)

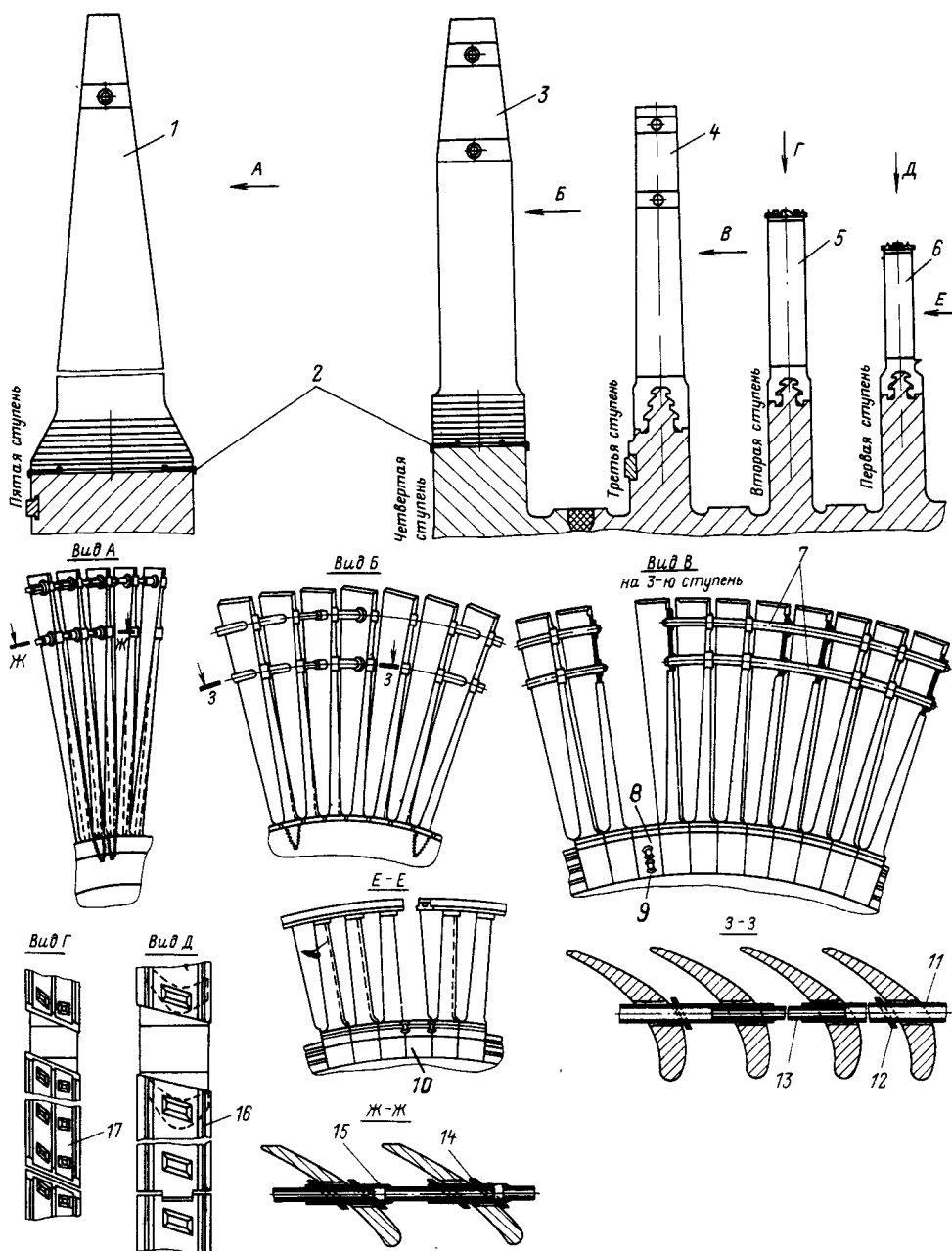


Рис. 3.10. Рабочие лопатки ротора низкого давления турбины ХТЗ:

1 — лопатка V ступени; 2 — стопоры; 3 — лопатка IV ступени; 4 — лопатка III ступени; 5 — лопатка II ступени; 6 — лопатка I ступени; 7 — проволоочные связи; 8, 10 — проставки; 9 — штифты, крепящие проставки; 11 — трубчатые связи; 12, 14 — ограничительные шайбы; 13 — стержень; 15 — втулочные связи; 16, 17 — ленточный бандаж

в тело хвостовика, а второй на поверхность диска.

Бандажи и связи служат главным образом для повышения вибрационной надежности лопаточного аппарата. Периферийный бандаж позволяет одновременно уменьшить утечку пара и поэтому повышает КПД ступени.

Для рабочих лопаток ЦВД и недлинных (менее 350 мм) лопаток ЦСД применяют удобные накладные ленточные бандажи (рис. 3.11), объединяющие в пакет 6—14 лопаток. Полного объединения всех лопаток в один пакет стараются не делать, так как при этом затрудняются тепловые деформации бандажа относительно лопаток, которые могут менять свою температуру в процессе эксплуатации по-разному. В результате в бандаже могут появиться трещины малоциклового усталости.

Шипы, фрезеруемые на торцевой поверхности рабочей лопатки, в зависимости от ее ширины могут располагаться в один (рис. 3.11) или в два ряда (см. рис. 3.10), иметь круглую, квадратную или прямоугольную форму в сечении.

С возрастанием мощности турбоагрегатов, когда вместе с ростом расхода пара увеличивается хорда

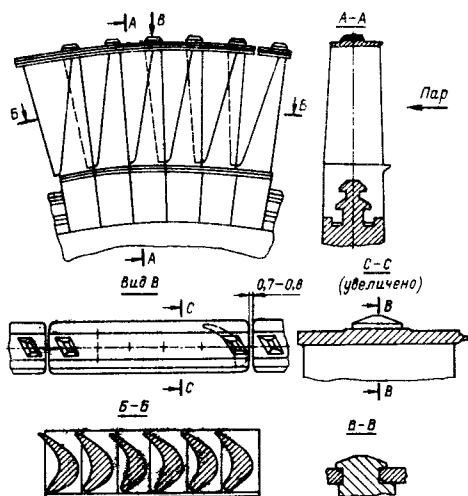


Рис. 3.11. Пакет лопаток турбины ХТЗ

лопаток, а также с увеличением диаметра ступени центробежная сила массы бандажа возрастает настолько, что выполнение ленточного бандажа становится затруднительным. В этих случаях либо отказываются от бандажа вообще, обеспечивая вибрационную надежность облопачивания другими средствами, либо выполняют бандаж заодно с каждой из лопаток (рис. 3.12). Такой бандаж называют цельнофрезерованным.

Выполнение цельнофрезерованного бандажа особенно полезно для лопаток регулирующей ступени. На рис. 3.13 показан пакет из трех лопаток для регулирующих ступеней турбины ЛМЗ. Лопатки свариваются в пакеты по полкам цельнофрезерованного бандажа и по полкам хвостовиков. На полках бандажа выполняют шипы, на которые надевают ленточный облегченный бандаж.

Аналогичная конструкция применяется и на ХТЗ (рис. 3.14).

Вместо ленточного приклепанного бандажа можно использовать демпферную связь (рис. 3.15) в виде полос трапециевидного сечения, закладываемой в паз, выточенный в цельнофрезерованном бандаже. В этом случае при колебаниях между связью и бандажом возникают силы трения, гасящие колебания. Вместе с тем эта связь не препятствует взаимному температурному расширению отдельных пакетов, что особенно важно для лопаток регулирующей ступени, где темпера-

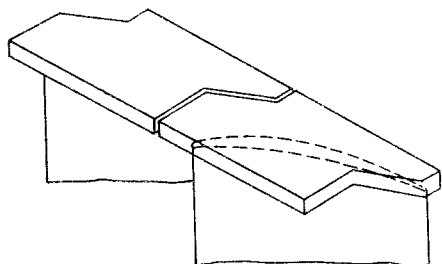


Рис. 3.12. Цельнофрезерованный бандаж

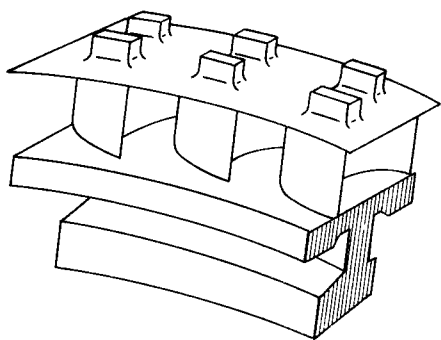


Рис. 3.13. Сварной пакет из трех лопаток регулирующей ступени турбины К-800-240 ЛМЗ

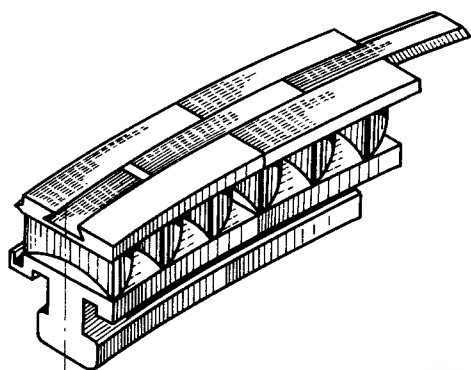


Рис. 3.15. Пакеты рабочих лопаток с демпферной связью регулирующей ступени ЦВД

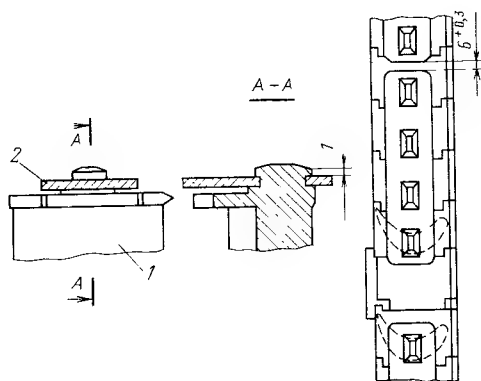


Рис. 3.14. Бандаж регулирующей ступени турбины К-300-240 ХТЗ:

1 — лопатка; 2 — бандаж

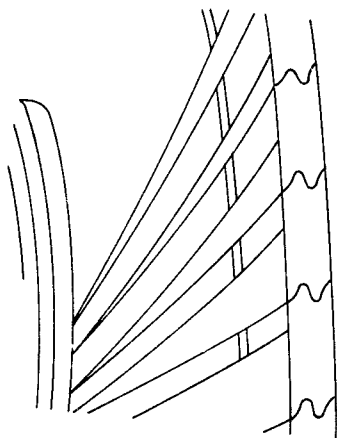


Рис. 3.16. Цельнофрезерованный бандаж с «зубом» для лопаток турбин ЛМЗ

тура пара при переходных режимах изменяется наиболее значительно.

Бандажные связи очень важны для лопаток последних ступеней. При их отсутствии не только снижается вибрационная надежность облопачивания, но и происходит упругая раскрутка лопатки: под действием центробежной силы профили в отдельных сечениях лопатки поворачиваются вокруг ее продольной оси (иногда на $10-12^\circ$) и начинают занимать не то положение, на которое рассчитана лопатка. В результате обтекание лопаток потоком пара становится нерасчетным и экономичность ступени снижается. Выполнение на периферии лопатки цельнофрезерованного бандажа с «зубом» (рис. 3.16)

препятствует упругой раскрутке лопатки. Мало того, контакт поверхностей зубьев соседних лопаток и возникающие на них силы трения создают хорошее демпфирование колебаний.

В тех случаях, когда раскручивающая лопатку сила невелика и возникающие силы прижатия бандажных полок друг к другу недостаточны, в выточку бандажа (рис. 3.17) устанавливают замкнутую на круг проволочную связь.

Связи, устанавливаемые между рабочими частями лопаток, по назначению можно разделить на паяные и демпферные.

Паяные связи припаиваются к лопаткам и служат для ликвидации некоторых особенно опасных видов

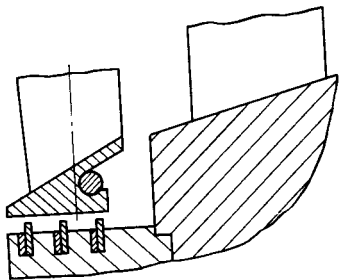


Рис. 3.17. Цельнофрезерованный бандаж с расположенной в нем демпферной проволокой

колебаний (см. § 11.2). Ясно, например, что в пакете, показанном на рис. 3.11, лопатки при колебаниях могут перемещаться относительно друг друга. Если же их прошить проволокой так, как показано на рис. 3.10 (см. 3-ю ступень), то лопатки не сумеют вибрировать указанным образом. Припаивают связь к лопаткам серебряным припоем.

Демпферные связи устанавливают для гашения колебаний. Их к лопаткам не припаивают. За счет центробежных сил они прижимаются к поверхности отверстий в лопатках, а возникающие силы трения не дают развиваться интенсивным колебаниям. Примеры демпферных свя-

зей показаны на рис. 3.10 (см. сечения 3—3 и Ж—Ж) и на рис. 3.18.

Для паяных связей обычно используется проволока, для демпферных — проволока (см. рис. 3.18), трубки или втулки (см. рис. 3.10). Во всех случаях демпферный бандаж должен быть сделан так, чтобы он выполнял свои функции: он должен быть достаточно податливым, чтобы плотно прилегать к лопатке под действием центробежных сил, и вместе с тем достаточно жестким, чтобы иметь необходимую прочность.

Материалы рабочих лопаток

Тяжелые условия работы рабочих лопаток, рассмотренные выше, исключают применение для них углеродистых сталей. Для лопаток используют только нержавеющие стали.

Самыми употребительными являются стали 1X13, 2X13 и близкие к ним стали 12X13 и 12X13Ш (шлакового переплава), содержащие 12—14 % хрома, обеспечивающего высокую коррозионную стойкость. Их большим достоинством является высокая, значительно большая, чем у других лопаточных материалов, демпфирующая способность. Эти стали можно применять до температуры 400—480 °С.

Для больших температур применяют стали, легированные молибденом и ванадием (15X11МФ), а также вольфрамом и ниобием

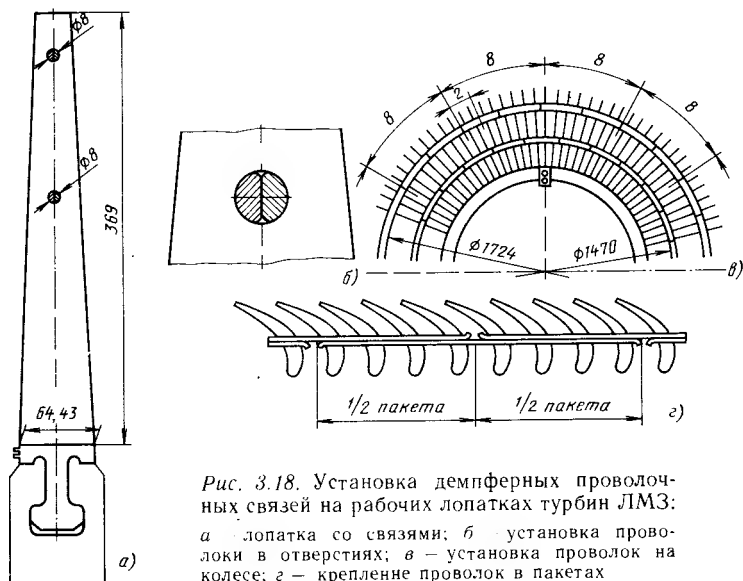


Рис. 3.18. Установка демпферных проволоочных связей на рабочих лопатках турбин ЛМЗ:

а — лопатка со связями; б — установка проволоки в отверстиях; в — установка проволок на колесе; г — крепление проволок в пакетах

3.3. ВАЛОПРОВОД ТУРБИНЫ

Валопровод турбоагрегата — это совокупность соединенных между собой роторов последовательно расположенных цилиндров и генератора. Роторы цилиндров соединяются посредством муфт. Собственно ротор включает в себя вал, облопаченные диски и некоторые другие элементы, обеспечивающие его сборку и нормальную работу.

Условия работы валопровода

Условия работы роторов цилиндров в общем случае очень тяжелы.

Прежде всего валопровод вращается с высокой частотой, а так как его размеры и масса закрепленных на нем лопаток велики, то велики и возникающие в нем напряжения от центробежных сил. При этом надо иметь в виду, что в условиях эксплуатации частота вращения может на 10—12 % превзойти номинальную (50 или 25 1/с); при этом напряжения возрастут на 20—50 %. Наибольшие напряжения от вращения возникают в центральной зоне ротора и ободу, где закреплены рабочие лопатки.

Роторы ЦВД и ЦСД турбин ТЭС, в паровпускной части которых температура составляет 500—510 °С, должны выдерживать высокие нагрузки от вращения в условиях ползучести в течение всего срока службы. В роторе не должны возникнуть трещины длительной прочности, а радиальные размеры не должны увеличиваться до недопустимого значения.

Валопровод турбины суммирует крутящие моменты, развиваемые отдельными цилиндрами, и в конечном счете передает их ротору генератора. Таким образом, на выходном валу турбины развивается максимальный крутящий момент.

При этом надо иметь в виду, что при некоторых эксплуатационных режимах, например при коротком замыкании в генераторе, крутящий момент может возрасти в 4—6 раз по сравнению с номинальным значением. Шейка выходного вала турбины должна передавать эти высокие скручивающие нагрузки без разрушения.

Ротор турбины — один из элементов, воспринимающий все изменения температуры в проточной части турбины. Быстрые изменения температуры приводят к появлению в роторах высоких температурных напряжений, а при их циклическом повторении — к появлению трещин термической усталости.

Кроме того, следует иметь в виду, что по соображениям стоимости ротор выполняется из слаболегированных ржавеющих сталей, подверженных коррозии.

Конструкции роторов ЦНД

Наиболее важная особенность роторов ЦНД, определяющая его конструкцию, — большие габариты, вызванные стремлением увеличить выходную площадь последней ступени, чтобы либо увеличить экономичность, либо повысить мощность турбоагрегата, либо сократить число ЦНД. Условия работы ЦНД на ТЭС и АЭС различаются мало, поэтому их роторы не имеют принципиальных различий.

Роторы всех крупных современных турбин выполняют симметричными и двухпоточными.

Сборный ротор, или ротор с насадными дисками (рис. 3.19), состоит из ступенчатого вала, на который с двух сторон симметрично насаживаются диски, втулки концевых уплотнений, а также втулки масляных уплотнений корпусов подшипников. На валу выполняются шейки под вкладыши подшипников и для насадки полумуфт.

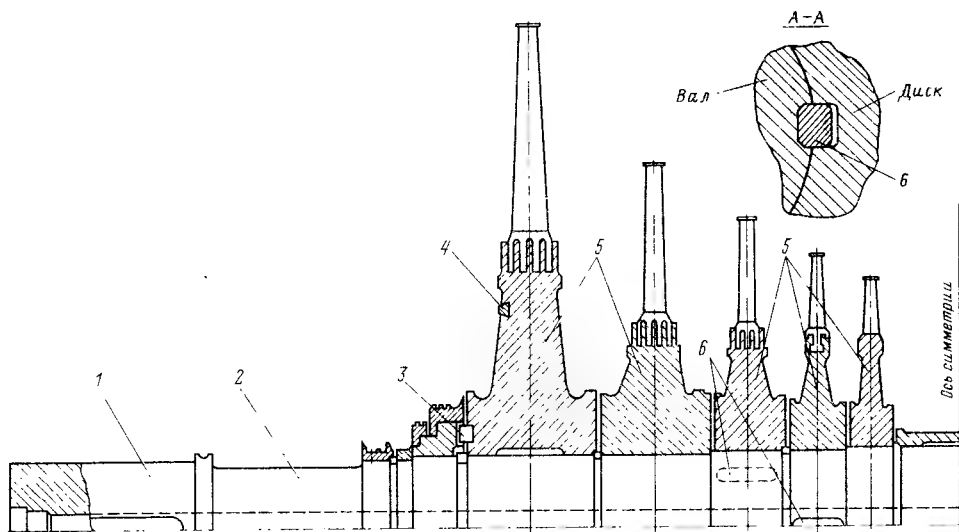


Рис. 3.19 Сборный ротор двухступенчатого ЦНД.

1 - шейка для посадки полушпунты, 2 - шейка вала под вкатывание полушпунты; 3 - торцевая шпонка, 4 - балансирующие грузы, 5 - насаженные диски, 6 - ось шпонки

Каждый диск обычно состоит из обода, в котором выполняют профильные пазы для размещения хвостовиков лопаток, полотна (профильной части) и ступицы или втулки, внутренняя расточка которой сопрягается с посадочной поверхностью вала. Полотно диска профилируют так, чтобы обеспечить прочность диска при максимально возможной частоте вращения. Из этих же соображений выбирают ширину ступицы.

Перед посадкой диска на вал размер его внутренней расточки несколько меньше, чем диаметр поверхности посадки вала. Разность радиусов вала и диска до посадки называется *натягом*. Перед насадкой диск разогревают, с тем чтобы его внутренний диаметр стал больше диаметра вала. Вал ставят вертикально и надевают на него диск. После охлаждения диаметр расточки диска уменьшается, диск плотно садится на вал и в месте их сопряжения возникает контактное давление, препятствующее провороту диска на валу. *Передача крутящего момента с диска на вал осуще-*

вляется за счет контактного давления между диском и валом.

Ясно, что величина контактного давления зависит от частоты вращения. При невращающемся роторе оно максимально. При увеличении частоты вращения диск расширяется в радиальном направлении сильнее, чем вал, и в результате при некоторой частоте вращения, называемой *освобождающей*, контактное давление исчезает и крутящий момент не может передаваться на вал через посадку. Поэтому освобождающая частота вращения должна быть больше, чем любая возможная частота вращения.

Чем больше натяг посадки, тем выше освобождающая частота вращения. Поэтому на первый взгляд кажется, что обеспечить необходимую освобождающую частоту не представляет труда: для этого следует посадить диск на вал с достаточным натягом. Однако ясно, что в диске, насаженном на вал, кроме контактного давления возникают напряжения, стремящиеся разорвать диск. Такие же напряжения возникают в диске от центробежных

сил, вызываемых вращением. Таким образом, натяг создает дополнительную напряженность в диске, и поэтому чрезмерный натяг вреден.

Натяг при проектировании рассчитывается очень точно, с тем чтобы обеспечить достаточный запас по освобождающей частоте вращения по отношению к рабочей, но не создать без необходимости излишние напряжения от посадки.

Вместе с тем в условиях эксплуатации возможно временное ослабление посадки диска на валу, например при быстром увеличении температуры в проточной части, когда диск может прогреться быстрее вала. Для того чтобы гарантировать передачу крутящего момента в таких условиях, между диском и валом устанавливают осевые шпонки (рис. 3.19).

Шпоночные пазы резко увеличивают напряжения в диске, особенно в углах шпоночного паза. При появлении в них трещин критического размера может произойти хрупкое внезапное разрушение диска (см. § 11.4). Поэтому осевые шпонки устанавливают только под легкими дисками, напряжения в которых невелики даже с учетом осевых шпонок. Для нагруженных дисков, в частности для дисков последних ступеней, используют торцевые шпонки, т. е. шпонки, устанавливаемые между торцевой поверхностью диска и легкой деталью, насаживаемой на вал.

Передача крутящего момента в случае ослабления диска с помощью торцевой шпонки показана на рис. 3.20. Диск 1 насаживается на вал 5 обычным образом. На правой торцевой поверхности с двух противоположных сторон выполнены шпоночные пазы 2. Во втулку 4 уплотнения с небольшим натягом запрессовываются шпонки 3, входящие в пазы на диске. Втулка 4 имеет малые размеры, возникающие в ней напряжения от центробежных сил невелики, поэтому ее можно наса-

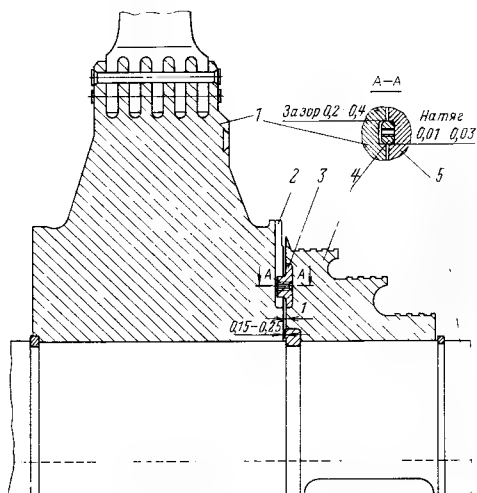


Рис. 3.20. Передача крутящего момента через торцевую шпонку

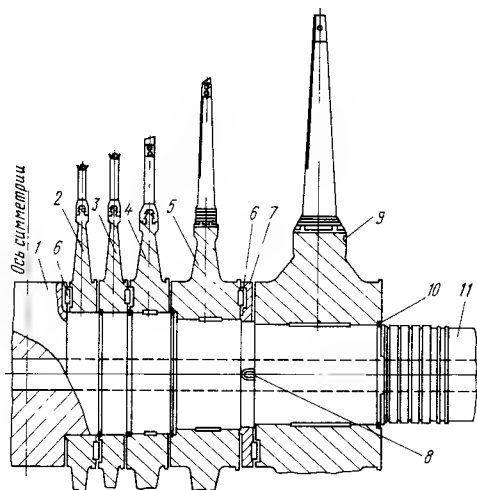


Рис. 3.21. Сборный ротор двухпоточного ЦНД турбины ХТЗ:

1 — выступ вала, 2—5 — диски I—IV ступеней; 6 — торцевая шпонка; 7 — шпоночное кольцо; 8 — осевая шпонка; 9 — балансирующий груз; 10 — кольцо для осевой фиксации диска; 11 — шейка вала под вкладыш подшипника

дить на вал с большим натягом и даже на осевой шпонке.

На рис. 3.21 показан сборный ротор ЦНД некоторых турбин ХТЗ. Все диски насаживаются на вал без осевых шпонок. Первые диски связаны торцевыми шпонками, а крутящий момент от них передается на

вал (в случае ослабления посадки) с помощью торцевых шпонок, устанавливаемых между торцевыми поверхностями выступа вала и первого диска. Крутящий момент с двух последних дисков передается на вал через торцевые шпонки между ними и специальными шпоночными кольцами, насаженными на вал с натягом и на осевой шпонке.

Диск на валу в осевом направлении фиксируют с помощью буртика на валу, до которого надвигается диск при горячей посадке, и кольца, устанавливаемого также в горячем состоянии в специальную расточку на валу (см. рис. 3.20). Иногда такое фиксирующее кольцо делают разъемным. После установки двух половин кольца на него надвигается диск или втулка, соседствующая с рассматриваемым диском. Несмотря на фиксирующие кольца *диск должен иметь возможность свободно расширяться в осевом направлении*, не вступая в контакт с соседними дисками, втулками или кольцами. Если такой контакт возникнет, то, поскольку он не может быть сплошным по всей окружности, произойдет прогиб вала и возникнет вибрация.

Основные достоинства сборных роторов: их можно выполнить очень больших размеров с высоким качеством дисков и вала.

Основные недостатки сборных роторов связаны с высокой напряженностью насадных дисков, возможностью их ослабления и появления трещин из-за коррозии под напряжением в шпоночных пазах.

Сварной ротор (рис. 3.22) изготовляют из отдельных дисков и концевых частей, соединяемых кольцевыми сварочными швами по специальной технологии. Так же как и у сборного ротора, радиальные размеры сварного ротора не ограничиваются технологическими возможностями изготовления крупных поковок высокого качества.

Напряжения, вызванные вращением, в сварном роторе меньше, чем в сборном, так как в нем отсутствуют центральное отверстие (это снижает напряжение более чем в 2 раза) и посадка диска на вал. В свою очередь эти два обстоятельства позволяют исключить у дисков ступицу, а форму диска сделать такой, чтобы напряжения в нем мало изменялись по радиусу. Вместе с тем требования сварки и последующего отпуска не позволяют применить для сварных роторов высокопрочные стали.

Определенным недостатком сварного ротора является затрудненный контроль состояния его металла при капитальных ремонтах.

В настоящее время на ЛМЗ для

Разделка шва перед сваркой

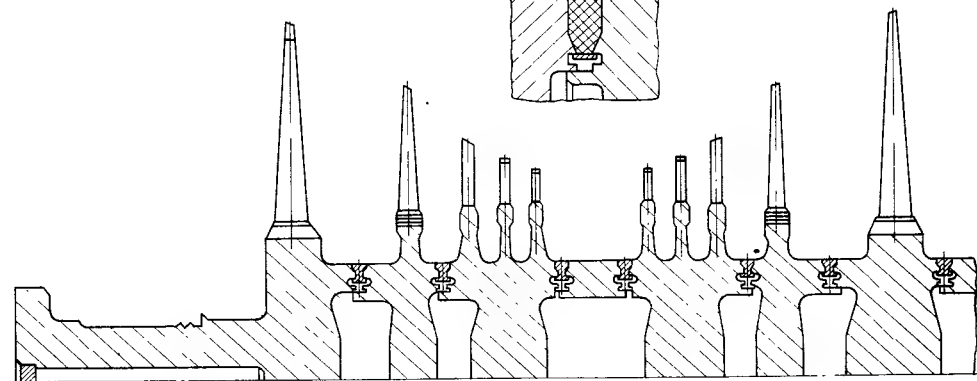
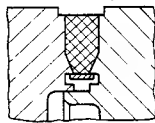


Рис. 3.22. Сварной ротор двухпоточного ЦНД турбины ХТЗ

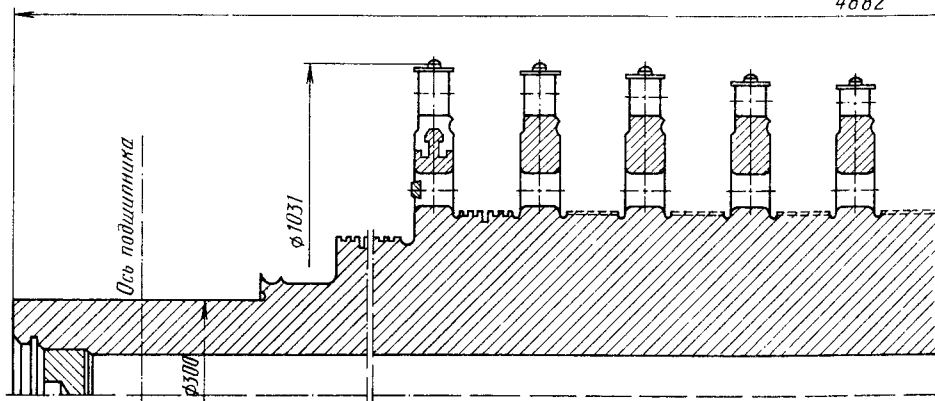


Рис. 3.23 Цельнокованный ротор для ЦВД турбины ХТЗ

ЦНД турбины К-1000-60/3000 для работы с ВВЭР изготовлен **цельнокованный ротор** без центрального сверления. Этот ротор выполнен из металла с высоким уровнем прочности, а его конструкция имеет многие преимущества сварного ротора, но не имеет сварных швов.

Конструкции роторов ЦВД

Основная особенность работы ЦВД турбин ТЭС — высокая температура в зоне паровпуска, достигающая 500—510 °С. При этой температуре интенсивно развивается ползучесть, разновидностью которой является релаксация напряжения, которая объясняется уменьшением напряжения в деталях за счет перехода части упругой деформации в необратимую деформацию ползучести. Например, контактное давление между диском и валом

при высокой температуре со временем будет уменьшаться, освобождающая частота вращения падать и в результате произойдет освобождение диска. Поэтому *использование насадных деталей в зоне высоких температур, в частности сборных роторов, недопустимо.*

Основным типом роторов для ЦВД турбин ТЭС является **цельнокованный ротор** (рис. 3.23). Собственно ротор, состоящий из вала и дисков, выполняется из одной поковки. На периферии дисков выполняются пазы для установки рабочих лопаток.

Целесообразность использования цельнокованных роторов для ЦВД турбин ТЭС дополнительно обусловлена малыми объемными пропусками пара, не требующими повок большего размера, качественное выполнение которых затруднено на стадии получения слитка иковки.

Цельнокованные роторы (так же

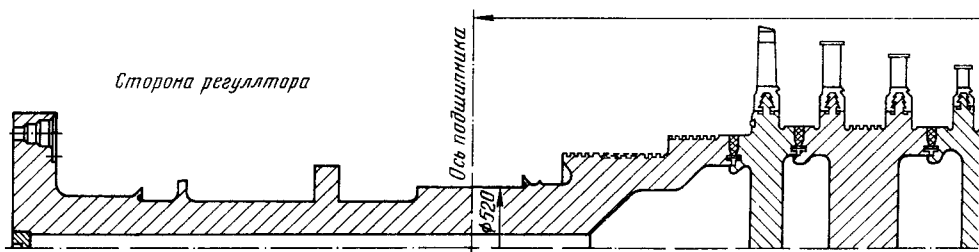
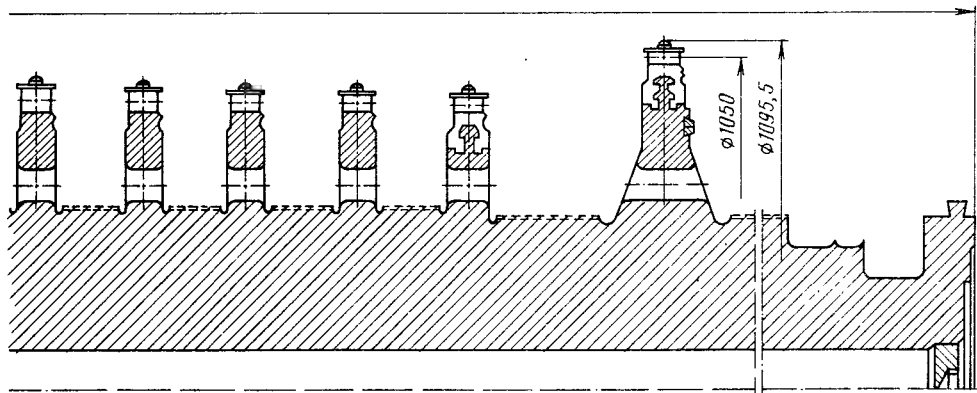


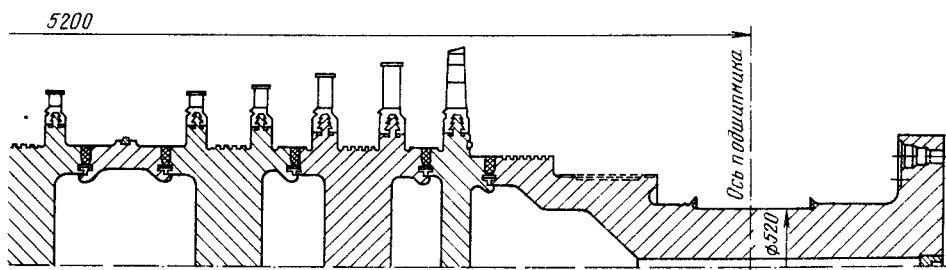
Рис. 3.24. Сварной ротор ЦВД турбины К-500-65/3000 ХТЗ



как и валы для сборных роторов) почти всегда выполняются с центральным отверстием, поскольку при затвердевании слитка, начинающемся с периферии, именно в этой зоне концентрируются вредные примеси и дефекты. Эти дефекты тем более опасны, что расположены они в зоне максимальных напряжений. Центральное отверстие, хотя и увеличивает напряжения в 2 раза и соответственно уменьшает критический размер дефектов, позволяет с помощью перископа и методами специальной ультразвуковой и порошковой дефектоскопии проверить поверхность отверстия и устранить дефекты, которые могут быть в нем. Используется оно и для периодического контроля за появлением и ростом дефектов в процессе эксплуатации. Как правило, такой контроль осуществляют во время капитальных ремонтов.

После осмотра полости отверстия его еще раз тщательно очищают и закрывают пробками, исключая попадание в него посторонних предметов и возникновение «блуждающего» небаланса (см. § 10.3).

Температурные условия работы ЦВД турбин АЭС позволяют применять для их роторов **сборные роторы**. Однако меньшая трудоемкость изготовления, большая надежность, небольшие габариты и хорошая освоенность производства цельнокованных роторов для турбин ТЭС делают их предпочтительными и для ЦВД турбин АЭС. Для мощных турбин АЭС с двухпоточной симметричной конструкцией ЦВД может оказаться рациональной **сварная конструкция** (рис. 3.24), имеющая большую жесткость на изгиб, чем цельнокованный ротор.



Конструкции роторов ЦСД

Выбор конструкции ротора ЦСД определяется двумя факторами: температурой пара на входе в цилиндр и соотношением объемных расходов на входе цилиндра и на выходе из него. На вход ЦСД турбин ТЭС поступает пар из пароперегревателя котла с температурой не меньшей, чем температура свежего пара. Это исключает применение для ротора ЦСД сборной конструкции. Если соотношение удельных объемов на выходе и входе невелико, то используется цельнокованая конструкция — такая же, как и для ЦВД. Если же отношение объемов велико, то используется комбинированный ротор: его паровпускная часть выполняется цельнокованой, а выходная — с насадными дисками (рис. 3.25).

Конструкции соединительных муфт

Соединительные муфты связывают отдельные роторы цилиндров турбины и генератора в единое целое — валопровод.

Муфты — очень ответственные элементы валопровода, в значительной степени определяющие надежность работы всей турбины. Они

передают крутящий момент с ротора на ротор и не должны разрушаться даже при его кратковременном повышении в 4—6 раз, например при коротком замыкании в генераторе.

Качество изготовления, сборки и центровки полумуфт в значительной степени определяет вибрационное состояние турбоагрегата. При соединении роторов с расцентровками или изломами естественной линии прогиба вала возникает интенсивная вибрация (см. гл. 10), делающая эксплуатацию турбоагрегата невозможной.

Различают муфты жесткие, полужесткие и подвижные.

Жесткие муфты для обеспечения отсутствия вибрации требуют почти абсолютной центровки, не допуская ни смещения, ни излома осей соединяемых роторов.

Пример простейшей жесткой муфты, чаще всего используемой для соединения роторов ЦВД и ЦСД, показан на рис. 3.26. Полумуфты 1 и 3 выполнены в виде фланцев заодно с валами соединяемых роторов. Центровка полумуфт обеспечивается с помощью кольцевого выступа на одной полумуфте и впадины — на другой. Перед подъемом краном любого из роторов их раздвигают с помощью отжимных винтов, ввин-

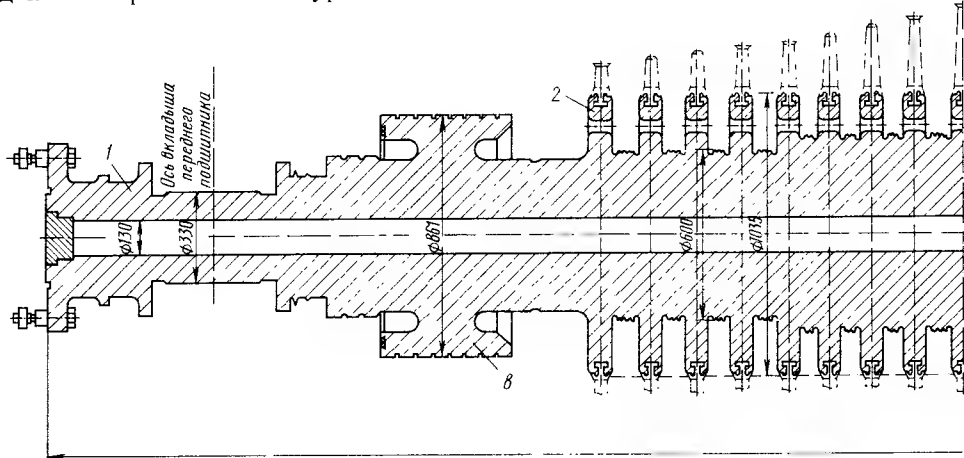


Рис. 3.25. Ротор цилиндра среднего давления турбины К-300-240 ТМЗ:

1 — вал ротора, 2 — диски, откованные заодно с валом; 3 — насадные диски; 4 — втулка уплотнения; 5 — шпонка призматическая; 6 — кольцо маслозащитное; 7 — кольцо упорное; 8 — разгрузочный поршень

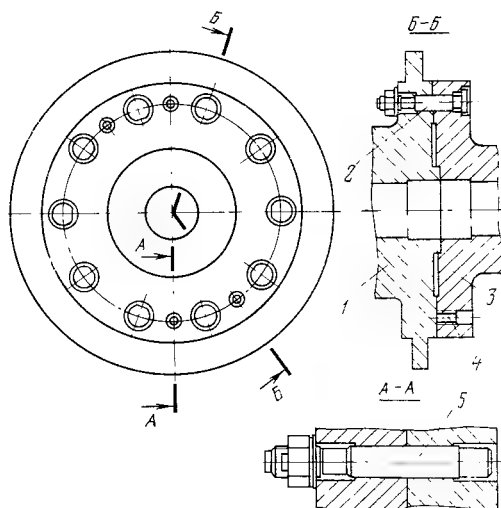


Рис. 3.26. Простейшая жесткая муфта

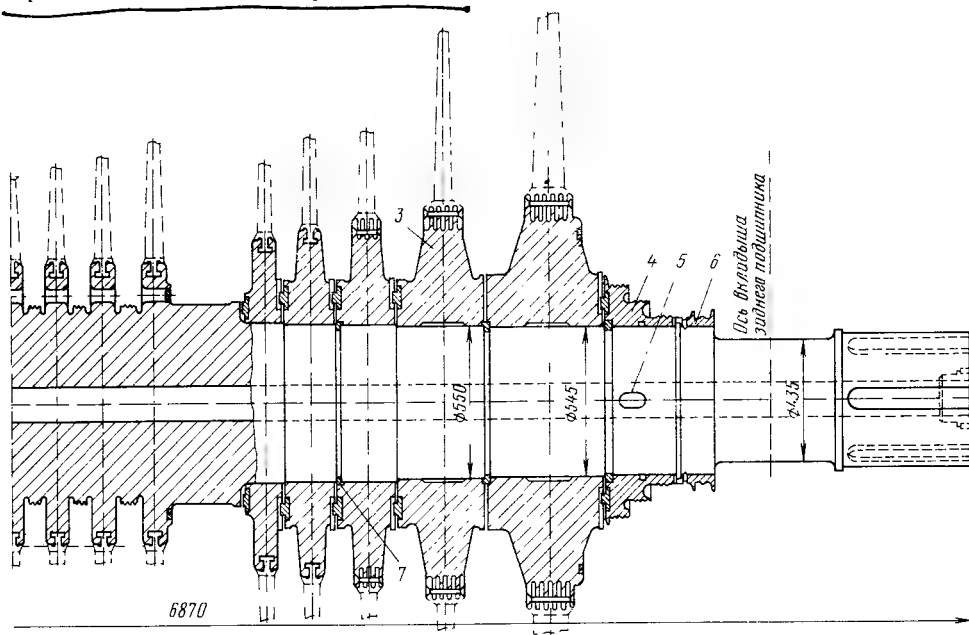
чиваемых в отверстия 4. Полушумфты стягиваются призонными болтами 2, устанавливаемыми в строго соосные тщательно обработанные отверстия в полушумфтах с зазором 0,01 - 0,025 мм. Болты затягивают равномерно, контролируя их удлинения. Крутящий момент в жестких муфтах передается за счет сил трения между

торцами полушумфт, возникающих из-за сжатия призонными болтами.

Для точной повторяемости сборки валопровода после рассоединения используются конические болты 5.

На рис. 3.27 показана конструкция жесткой муфты с насаженными полушумфтами, служащей для передачи крутящего момента с ротора турбины мощностью 500 МВт на ротор генератора.

Концы валов турбины 6 и генератора 9, на которые насаживаются полушумфты 3 и 8, выполняют с небольшой конусностью (примерно 0,5 %), а их посадочные поверхности пригоняют друг к другу по краске на длине 80—90 % посадочного участка. Затем полушумфту нагревают в кипящей воде или ацетиленовой горелкой до 100—130 °С и насаживают на вал до упорного буртика, следя за точным совпадением шпоночных пазов в полушумфте и вале. Затем вставляют составные шпонки, состоящие из двух клинообразных частей: сначала закладывают длинную часть 4, а затем короткую часть 5, закрепляемую с торца вин-



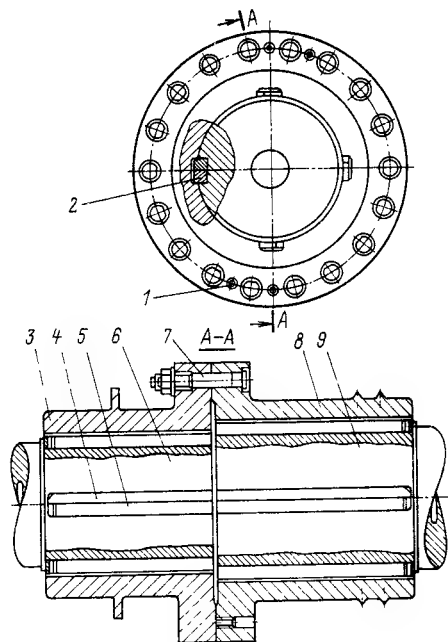


Рис. 3.27. Жесткая муфта ХТЗ

том 2. Передача крутящего момента осуществляется за счет сил трения между торцами полумуфты, сжимаемыми призонными болтами 7. Повторяемость сборки обеспечивается двумя коническими болтами 1.

Жесткие муфты просты и надежны, но требуют очень тщательного изготовления и монтажа.

Полужесткие муфты, иногда называемые полугибкими, допускают небольшой излом осей соединяемых валов, но не допускают их осевого смещения.

Пример конструкции полужесткой муфты показан на рис. 3.28. Полумуфты насаживают на концы валов обычным способом, а между ними устанавливают соединительный элемент, имеющий один или несколько волнообразных компенсаторов, допускающих небольшой излом осей роторов. Взаимная фиксация полумуфт и соединительного элемента осуществляется коническими болтами, а передача крутящего момента — за счет сил трения, создаваемых затяжкой призонных болтов.

Подвижные муфты, называемые иногда гибкими, допускают осевые смещения и изломы соединительных валов. Примером подвижной муфты является зубчатая муфта (рис. 3.29).

На периферии полумуфт 5 и 7, насаживаемых на концы соединяемых валов описанным способом, выполняют зубья 8 эвольвентного профиля, на которые надевают кожух 1 с соответствующими зубьями 9. Фиксация кожуха на полумуфтах осуществляется кольцами 2 и 6. Крутящий момент с вала на вал передается через зубья с ведущего вала на кожух, а с кожуха — на ведомый вал.

Подвижные муфты для нормальной работы требуют обильной масляной смазки. Смазка обычно подается от ближайшего вкладыша подшипника в кольцевую канавку 4, из которой центробежной силой по каналам 3 направляется к зубьям. При ухудшении смазки муфту закли-

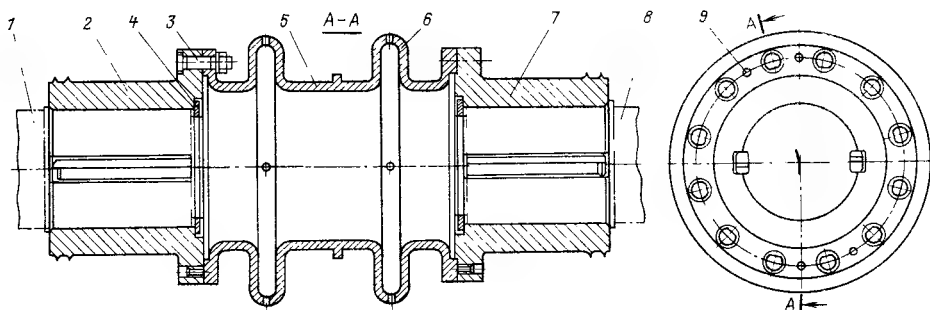


Рис. 3.28. Конструкция полужесткой муфты ЛМЗ:

1, 8 - соединяемые валы; 2, 7 - полумуфты; 3 - призонные болты; 4 - гайки; 5 - соединительный элемент; 6 - компенсатор; 9 - конические болты

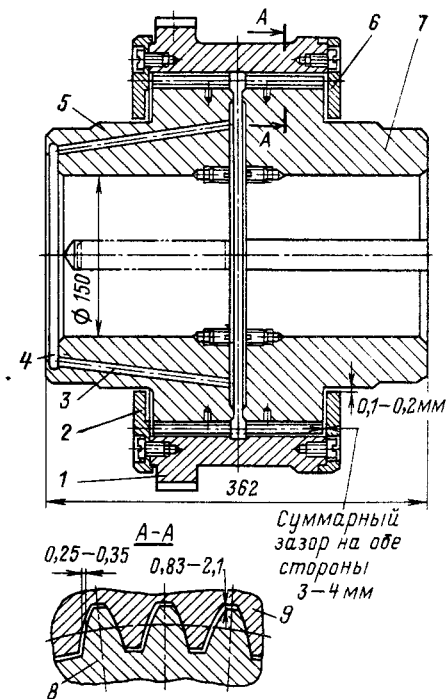


Рис. 3.29. Конструкция зубчатой муфты

нивает: возникающие между контактирующими зубьями силы трения оказываются столь значительными, что их смещение становится невозможным и муфта начинает работать как жесткая. При этом растет осевое усилие на упорный подшипник и возникает опасность его аварии. Кроме того, поскольку центровка валов турбоагрегата при монтаже проводилась в предположении возможности смещения без жестких требований, возникает интенсивная вибрация. Совершенно аналогичное положение возникает при передаче через муфту слишком большого крутящего момента, исключающего возможность проскальзывания зубьев полумуфт и кожуха. Поэтому подвижные муфты используются только для передачи относительно небольших мощностей, не превышающих 60—70 МВт.

Материалы роторов

Для роторов и валов турбин используют высокопрочные стали, легированные хромом,

молибденом, ванадием и никелем, присадки обычно составляют 1—3,5 %.

К материалу высокотемпературных цельнокованных роторов ЦВД и ЦСД ТЭС предъявляются два основных требования: они должны иметь высокое сопротивление ползучести и термической усталости. Наиболее употребительными для них являются стали Р2МА и ЭИ-415, обладающие высоким сопротивлением ползучести.

Материал роторов ЦНД должен обладать другими качествами: высокой статической прочностью, обеспечивающей надежную работу при высоких напряжениях, создаваемых центробежными силами лопаток и самого ротора; высокой вязкостью разрушения, препятствующей хрупкому разрушению при наличии дефектов, и высоким сопротивлением коррозионному разрушению.

Для дисков сборных роторов используют легированные стали с введением нескольких процентов никеля. Повышенное содержание никеля (до 3,5 %) повышает качество термообработки и обеспечивает однородность структуры и механических свойств. Типичной для использования является сталь 34ХНЗМ.

Никель — дорогой и дефицитный материал. Поэтому в ряде случаев используют сталь 35Х1Н2Ф, содержащую меньше никеля, но имеющую добавки молибдена и ванадия.

Для больших дисков с шириной ступицы более 450 мм получить качественную поковку с термообработкой на весь объем затруднительно. В этом случае используется сталь 30ХНЗМ2Ф, позволяющая выполнять диски с шириной более полуметра.

3.4. СТАТОР ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Под статорм турбины понимают неподвижные детали ее цилиндров: корпуса турбин со встроенными в них корпусами подшипников (если они не выносные), обоймы для крепления диафрагм и сегментов концевых уплотнений, сами диафрагмы и сегменты уплотнений.

Условия работы статора

Условия работы статора менее тяжелые, чем ротора, прежде всего потому, что его детали не вращаются.

Основная нагрузка, действующая на корпус, диафрагмы, обоймы, — разность давлений. Под ее действием детали статора должны сохранять не только прочность, в том числе в условиях высоких температур, когда происходит пол-

зучесть, но и жесткость, и плотность.

Ползучесть материала приводит к короблению фланцевого разъема, остаточному прогибу диафрагм и обоям. Релаксация напряжений в болтах и шпильках вызывает ослабление затяжки и пропаривание разъемов.

Недостаточная жесткость может привести к большим взаимным перемещениям ротора и статора и задеваниям. Особенно трудно обеспечить жесткость корпусов ЦНД турбин ТЭС и АЭС. Хотя разность давлений, действующая на корпус, как правило, не превышает атмосферного давления, обеспечить жесткость весьма сложно из-за большой поверхности цилиндра.

Недостаточная плотность приводит к паразитным протечкам пара и снижению КПД. Особенно опасны протечки пара в турбинах насыщенного пара, где капли влаги, движущиеся с большой скоростью, могут вызвать шелевую эрозию статорных деталей.

Нарушение плотности полостей турбины, связанных с атмосферой, недопустимо вообще, поскольку утеч-

ка пара в атмосферу увеличивает влажность в машинном зале. Плотностью должна быть исключена возможность попадания в машинный зал радиоактивного пара на одно-контурных АЭС.

Плотность корпусов обеспечивается с помощью фланцевого соединения, состоящего из двух продольных фланцев (рис. 3.30) и скрепляющих их болтов или шпилек, ввинчиваемых в нижнюю половину корпуса.

Для скрепления фланцев используют специальные колпачковые гайки, внешний диаметр d_r которых превосходит диаметр болта $d_{ш}$ в меньшей степени, чем для обычных стандартных болтовых соединений, в которых диаметр описанной окружности около граней гайки вдвое больше $d_{ш}$. Это позволяет приблизить скрепляющие болты друг к другу, увеличить их число и уменьшить усилие, которое должен развивать болт для создания плотного соединения.

Оси скрепляющих болтов располагают не на середине ширины B фланца, а стремятся максимально их приблизить к паровому пространству ($b < B/2$). Дело в том, что внутреннее давление, отрывающее половины корпуса друг от друга, действует на рычаг около точки A , а усилие затяжки болта противодействует ему. Чем дальше ось болта будет отстоять от точки A , тем меньшее усилие требуется для противодействия отрывающему усилию. Именно поэтому ширина фланца B оказывается значительно большей, чем толщина стенки δ (см. рис. 3.30) и чем это требует диаметр болта $d_{ш}$ для своего размещения. В свою очередь увеличенный размер B для обеспечения прочности уже самого фланца требует большой высоты H .

При быстрых пусках и изменениях нагрузки, сопровождаемых быстрыми изменениями температуры в проточной части, в деталях статора, в первую очередь в корпусах ЦВД и ЦСД турбин ТЭС, возникают

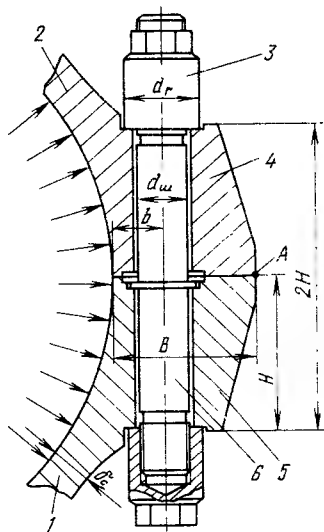


Рис. 3.30. Схема фланцевого соединения:

1, 2 — нижняя и верхняя половины корпуса; 3 — гайка колпачковая; 4, 5 — верхний и нижний фланцы; 6 — болт

температурные напряжения, циклическое повторение которых вызывает малоцикловую усталость материала и появление трещин.

Конструкции корпусов ЦВД и ЦСД

Конструкция корпусов ЦВД и ЦСД турбины зависит от основных факторов: начальных параметров и предполагаемых режимов эксплуатации.

Для турбин на умеренные начальные параметры корпуса ЦВД выполняют одностенными. В такой конструкции на стенку корпуса действует разность давлений пара в турбине и атмосферы. В большинстве случаев одностенные корпуса используются для ЦСД турбин ТЭС и ТЭЦ, а также ЦВД турбин АЭС.

С повышением начальных параметров одностенная конструкция становится нерациональной, так как для обеспечения плотности фланцевое соединение приходится выполнять очень громоздким, а это затрудняет свободное тепловое расширение корпуса вслед за ротором при быстрых изменениях режима работы и увеличивает температурные напряжения во фланцах. В таких случаях корпус ЦВД выполняют двухстенным. В нем на каждый из корпусов действует только часть разности давлений, что позволяет выполнить его с тонкой стенкой и легкими фланцами. Кроме того, двухстенная конструкция позволяет локализовать во внутреннем корпусе зону высоких температур (для турбин ТЭС) или зону высоких давлений и влажности (для турбин АЭС), а внешний корпус выполнить из более дешевых и технологичных материалов.

Преимущества двухстенной конструкции настолько велики, что ее часто используют не только для ЦВД турбин ТЭС и ТЭЦ, но и для цилиндров на более низкие параметры: для ЦСД турбин ТЭС и ТЭЦ, а иногда и ЦВД турбин АЭС. В част-

ности, это необходимо для повышения маневренности турбины — способности быстро пускаться и изменять нагрузку без опасности задеваний вращающихся деталей о неподвижные и без опасности появления трещин малоцикловой усталости.

На рис. 3.31 показана конструкция **одностенного корпуса** ЦВД турбины ТЭС с давлением на входе около 10 МПа.

Корпус состоит из нижней половины 2 и крышки 3, соединяемых фланцами 7 и 9 и шпильками, ввинчиваемыми в нижнюю половину корпуса и проходящими через отверстия 19 в крышке (шпильки на рисунке не показаны). В крышку корпуса и его нижнюю половину вварены по две сопловые коробки 5, к штуцерам которых приварены корпуса 1 и 4 регулирующих клапанов. Пар из корпуса регулирующего клапана поступает в сопловую коробку, проходит через проточную часть турбины справа налево и выходит через два выходных патрубка 20, отлитых заодно с нижней половиной корпуса.

Сопловые коробки 5, приваренные к корпусу, имеют возможность свободно расширяться таким образом, чтобы, с одной стороны, не возникало усилий в сварочном шве, а с другой — опасности задеваний о них вращающихся частей. Для этого служит специальная система шпонок. Две шпонки 10 (см. сечение Г—Г на рис. 3.31) фиксируют положение сопловых коробок в плоскости А—А, допуская их перемещение только в ней и исключая осевые задевания сопловых коробок о вращающийся рядом диск регулирующей ступени. Шпонка 32, установленная в шпоночном пазу 6 (см. сечение Б—Б), допускает расширение сопловой коробки только вдоль оси штуцера сопловой коробки. Таким образом, сопловая коробка может свободно расширяться от пояски сварки вдоль штуцера, но только в плоскости ее установки.

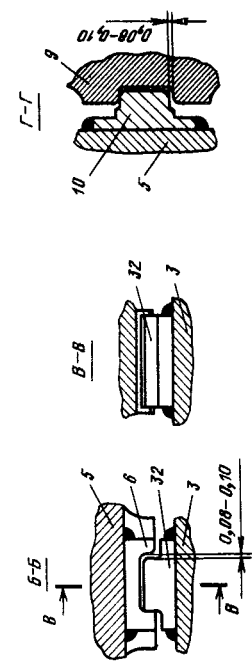
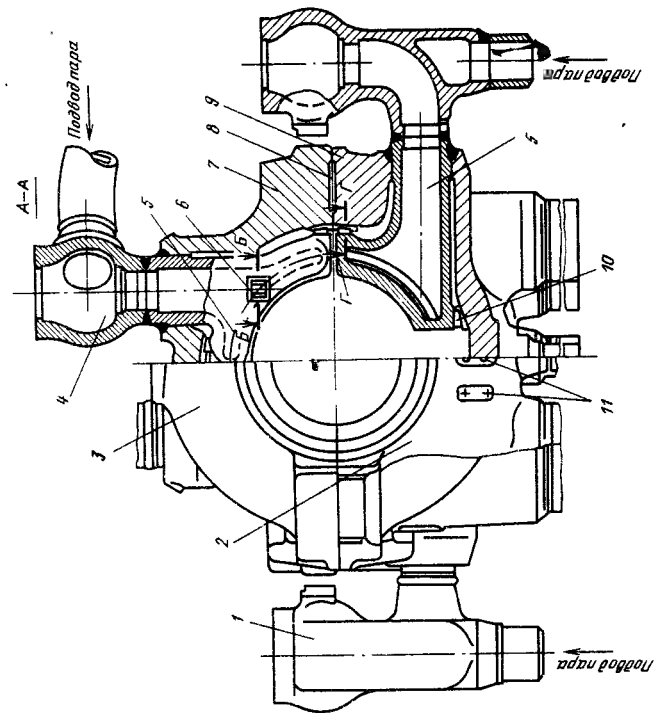
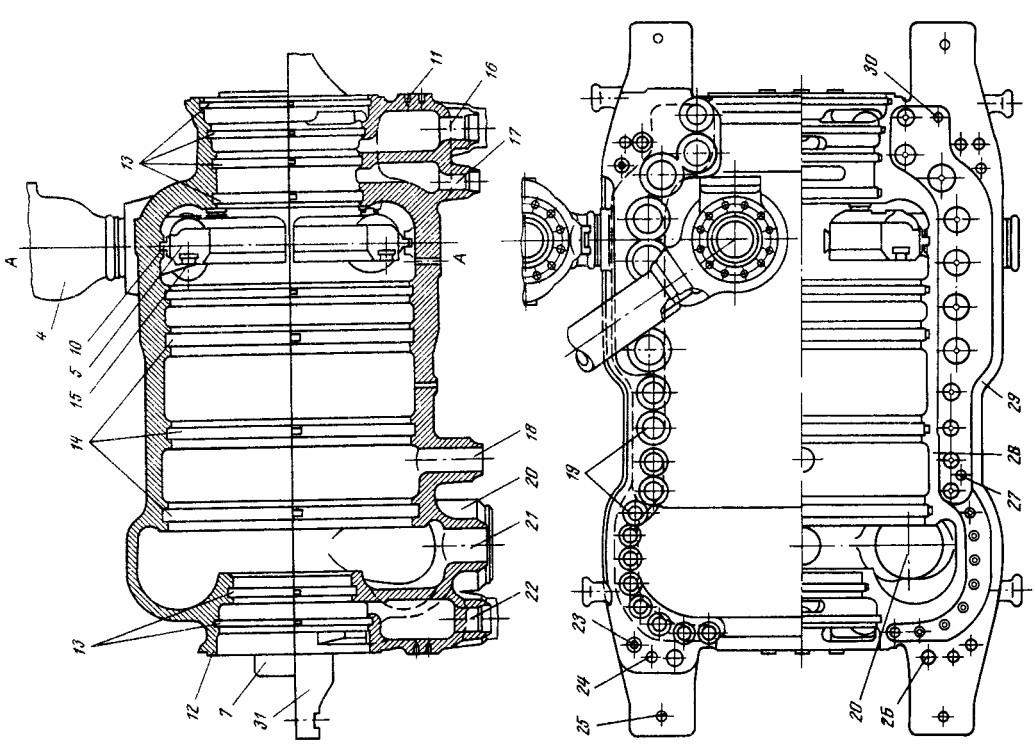


Рис. 3.31. Одноственный корпус ЦВД



Внутренняя поверхность корпуса имеет ряд расточек для установки статорных деталей. Расточки 14 служат для установки обойм, в которых размещаются диафрагмы, расточки 13 — для установки обойм сегментов концевых уплотнений (к торцевым поверхностям 12 крепятся дополнительные обоймы концевых уплотнений). В расточки 15 заводятся сегменты сопл регулирующей ступени.

Патрубок 18 и патрубок 21, расположенный между выходными патрубками 20, а также патрубки 16, 17 и 22 отсосов из уплотнений служат для отвода пара в систему регенеративного подогрева питательной воды.

При монтаже турбины нижняя половина корпуса продолжением своих фланцев — лапами 31 — устанавливается на корпуса подшипников (см. ниже) и прицентровывается к ним. Для этого в лапах выполняются шпоночные пазы, а на торцевых поверхностях корпуса — площадки 11 для установки вертикальных шпонок (подробнее см. § 3.6). После установки нижней половины корпуса во вкладыши опорных подшипников укладывают ротор, после чего устанавливается крышка. В отверстия 23 во фланце нижней половины перед опусканием крышки

устанавливают направляющие колонки, вдоль которых и опускают крышку. Это исключает возможность смятия тонких гребешков в диафрагменных и концевых уплотнениях. Для полной повторяемости сборки при капитальных ремонтах в отверстия 26 устанавливают чистые контрольные болты (рис. 3.32).

При затяжке шпилек или болтов большого диаметра (а он в корпусах ЦВД может достигать 200 мм) используется тепловая затяжка, обеспечивающая легкость затяжки и отсутствие надиров на поверхностях контакта. Перед затяжкой шпильку разогревают с помощью карборундового электронагревателя, вставляемого в осевое сверление шпильки, или подачей туда горячих продуктов сгорания. Контролируя температуру шпильки, можно добиться ее вполне определенного теплового удлинения, эквивалентного тем напряжениям растяжения, которые возникнут в шпильке после ее затяжки и сокращения в результате охлаждения.

Прилегание крышки к нижней половине должно быть настолько плотным, чтобы исключить пропаривание разъема. Поэтому разъем тщательно шабрится. Для уменьшения поверхности шабрения как при изготовлении турбины, так и при капитальных ремонтах, в период между которыми может происходить коробление корпуса (см. § 11.7), во фланцах выполняют обнизку 8 и шабровке подвергают только пояски 28 и 29 (см. рис. 3.31).

Необходимость гарантированной плотности фланцевого разъема приводит к его большой ширине и массивности, что, как указывалось выше, приводит к снижению маневренности турбины. Для того чтобы обеспечить прогрев фланца с такой же скоростью, как и стенки корпуса, их снабжают обогревом. Часто, в частности для корпуса, показанного на рис. 3.31, выполняют подачей горячего пара в короба из листовой стали, приваренные к внеш-

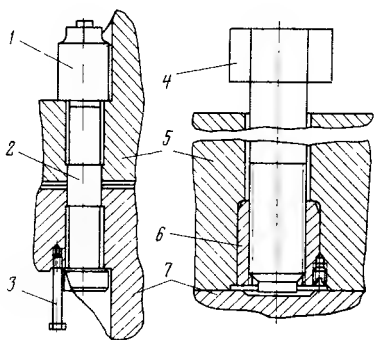


Рис. 3.32. Контрольный и отжимной болты:

1 — колпачковая гайка; 2 — контрольный болт; 3 — винт, препятствующий выпадению контрольного болта при разборке; 4 — отжимной болт; 5 — крышка корпуса; 6 — втулка с резьбой; 7 — нижняя часть корпуса

ней поверхности фланца (не показаны на рис. 3.31).

Быстрый прогрев фланца в вертикальном направлении может привести к тому, что в холодной шпильке, и без того растянутой силой затяжки фланцев, возникнут дополнительные напряжения. Это может привести к появлению в шпильке пластических деформаций растяжения, и ее рабочая часть удлинится. Тогда в стационарном режиме, когда шпилька прогреется до той же температуры, что и фланец, и расширится, произойдет пропаривание фланцевого разъема. Для того чтобы обеспечить прогрев шпильки в том же темпе, что и фланца, через отверстие 30 в обнизку подается горячий пар, обтекающий верхнюю часть шпилек (подробнее см. § 15.4). Сбрасывается пар через отверстие 27.

Контроль качества сборки на электростанции после установки турбины и присоединения паропроводов (после изготовления турбина проходит первую контрольную сборку на заводе) выполняется с помощью специальных динамометров, устанавливаемых в отверстия 25 в лапах корпуса.

Перед закрытием цилиндра поверхность фланцевого разъема для лучшей плотности смазывают графитом или специальной мастикой. При длительной работе мастика «схватывает» крышку и нижнюю часть корпуса, что затрудняет легкий подъем крышки во время капитального ремонта после разболчивания фланцевого соединения. Для первоначального отжатия крышки от нижней половины в отверстия 24 (см. рис. 3.31) крышки ввинчивают отжимные болты. Ввинчиваясь во втулку (см. рис. 3.32), отжимной болт своим торцом упирается в поверхность нижней половины корпуса и отрывает крышку.

На рис. 3.33 показана конструкция **двухстенного корпуса** на сверхкритические параметры пара.

Пар к турбине поступает по

гибким паропроводам 3 к четырем штуцерам 10 и из них — в четыре сопловые коробки 9. Пройдя сопла регулирующей ступени, установленные в расточках сопловых коробок, пар проходит проточную часть, расположенную во внутреннем корпусе 11. Затем он поворачивается на 180° и движется сначала в межкорпусном пространстве между внутренним 11 и внешним 12 корпусами, а потом через проточную часть, установленную во внешнем корпусе 12. Пар из цилиндра выходит через два патрубка 5. Таким образом, в корпусе реализуется противоточная схема движения пара (см. рис. 2.43).

Сборка такого цилиндра осуществляется следующим образом.

С помощью лап 1 внешний корпус устанавливается на приливы подшипников и прицентровывается к корпусам подшипников вертикальными шпонками 2, расположенными в вертикальной плоскости симметрии цилиндра (подробнее см. § 3.6). В нижней половине 17 внешнего корпуса выполнены четыре выборки 19, а на фланце нижней половины 18 внутреннего корпуса — лапки 7, которыми он свободно подвешивается во внешнем корпусе. При этом штуцера нижних сопловых коробок 9 свободно надеваются на штуцера 10.

Поскольку и через внутренний, и через внешний корпус проходит один и тот же ротор, ясно, что внутренний корпус должен быть прицентрирован к внешнему, т. е. их оси должны совпадать. Для этого кроме подвески внутреннего корпуса во внешнем так, чтобы их горизонтальные разъемы совпадали (см. Б—Б на рис. 3.33), в вертикальной плоскости симметрии устанавливаются продольные шпонки 6. Таким образом, *подвеска внутреннего корпуса на уровне разъема и продольные шпонки обеспечивают центровку внутреннего корпуса во внешнем.*

Если не принять дополнительных мер, то при сохранении центровки внутренний корпус сможет пере-

мешаться во внешнем в меру податливости штуцеров 10. При этом будет возникать опасность их выламывания в месте сварки. Поэтому строго на оси паровпуска между корпусами устанавливают по две (на каждой половине) вертикальные шпонки 8. Пересечение трех плоскостей — горизонтальной плоскости подвески внутреннего корпуса во внешнем, вертикальной плоскости симметрии и поперечной плоскости паровпуска — образует фикс-пункт — точку 20, от которой происходит свободное расширение внутреннего корпуса во внешнем при сохранении центровки.

Вернемся к сборке цилиндра. После центровки нижней половины внутреннего корпуса во внешнем и нижних половин обойм (не показанных на рисунке) во внешнем корпусе (рис. 3.34) в его расточках устанавливают ротор турбины и закрывают внутренний цилиндр крышкой 11 (см. рис. 3.33), а обоймы — верхними половинами. Фланцевый разъем затягивается шпильками 15. Затем опускают крышку внешнего корпуса, которая своими верхними

паровпусками со штуцерами 10 входит в расточки сопловых коробок 9, и затягивают шпильками 14 фланцевый разъем внешнего корпуса. Патрубок 4 используют для отбора пара. Внешний корпус имеет короба 16 для обогрева фланцев и коллектор 13 для обогрева шпилек.

На рис. 3.35 показана конструкция паровпуска ЦВД с двухстенным корпусом. На паровпускном штуцере выполнены проточки, на которые надеты разрезные уплотнительные кольца. Сам штуцер приваривается к внешнему корпусу. В расточку сопловой коробки, приваренной к внутреннему корпусу, с натягом устанавливают закаленную втулку и закрепляют ее специальным стопорным сегментом. За счет разреза и упругости уплотнительные кольца, диаметр которых в свободном состоянии несколько больше внутреннего диаметра втулки, могут сжиматься. В

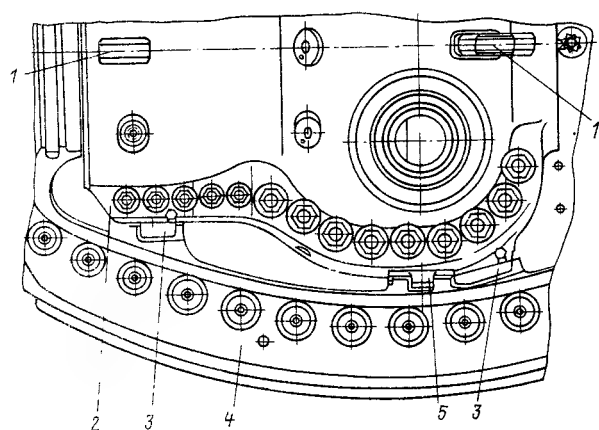
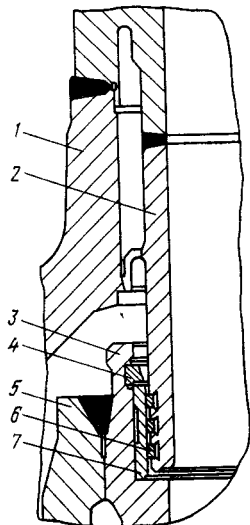


Рис. 3.34. Вид сверху на подвеску внутреннего корпуса во внешнем:

1 — продольная шпонка; 2 — внутренний корпус с закрытой крышкой; 3 — лапки подвески; 4 — внешний корпус (нижняя половина); 5 — вертикальная шпонка

Рис. 3.35. Конструкция паровпуска двухстенного ЦВД:

1 — внешний корпус; 2 — паровпускной штуцер; 3 — сопловая коробка; 4 — стопорные сегменты; 5 — внутренний корпус; 6 — уплотнительные (поршневые) кольца; 7 — втулка



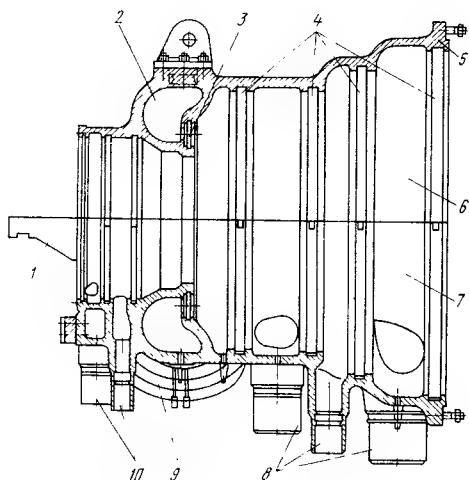


Рис. 3.36. Конструкция передней части корпуса ЦСД турбины К-300-240 ЛМЗ:

1 лана, 2 паровпускная камера, 3 расточка для установки сопла первой ступени, 4 расточка для установки обойм; 5 фланец, 6 крышка, 7 нижняя половина корпуса; 8 патрубки отборов, 9 паровпускной патрубок, 10 патрубки из уплотнений

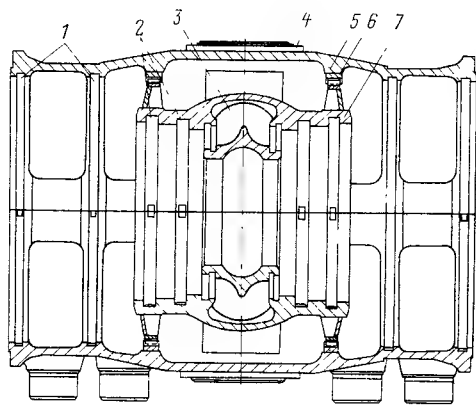


Рис. 3.37. Корпус ЦСД турбины К-1200-240 ЛМЗ (без выходных частей):

1 расточки под установку обойм; 2 — расточки под установку диафрагм, 3 паровпускная камера, 4 — фланец крепления регулирующего клапана; 5 — внешний корпус, 6 — продольная шпонка; 7 — внутренний корпус

результате они входят во втулку, образуя с ней плотное, но подвижное соединение, не мешающее свободному взаимному вертикальному перемещению внутреннего и внешнего корпусов.

На рис. 3.36 показана передняя часть корпуса ЦСД турбины К-300-240 ЛМЗ. Аналогичная конструкция часто используется и для ЦВД турбин АЭС. Небольшое давление пара обусловило малую толщину стенки и ширину фланцев. В отличие от конструкций, рассмотренных ранее, корпус не имеет сопловых коробок, так как расход пара в ЦСД определяется положением регулирующих клапанов ЦВД (аналогично конструируется корпус и для ЦВД турбин с дроссельным парораспределением). Пар поступает в паровпускную кольцевую камеру, на выходе из которой в расточке установлены сопла первой ступени. К правому торцу цилиндра крепится выходная часть турбины (одна из трех частей низкого давления).

На рис. 3.37 показана двухстенная конструкция ЦСД турбины К-1200-240 ЛМЗ. Аналогичная кон-

струкция используется и для ЦВД некоторых турбин АЭС. Впуск пара во внутренний корпус выполнен через подвижное соединение (см. рис. 3.35). Из паровпускной камеры пар разводится на два потока. На выходе из камеры устанавливаются сопла первой ступени, а затем в расточках — диафрагмы. В наружном корпусе в расточках установлены обоймы диафрагм. Внутренний корпус подвешивается во внешнем на уровне разъема и центрируется с помощью четырех продольных шпонок. Фикс-пункт расположен на пересечении оси турбины и поперечной плоскости паровпуска.

К фланцу 4 крепится корпус регулирующего клапана ЦСД, помогающий удержать частоту вращения турбины при сбросе нагрузки с отключением генератора от сети. К торцам внешнего корпуса крепятся выходные части, из патрубков которых пар направляется в ЦНД.

Конструкции корпусов ЦНД

Основная характерная особенность ЦНД — большие габариты, вызванные стремлением уменьшить потерю с выходной скоростью. Боль-

шие габаритные размеры делают литую конструкцию ЦНД нерацональной: литой корпус имел бы слишком большую массу. Поэтому корпуса ЦНД конденсационных турбин выполняют сварными из тонкой листовой стали. Хотя перепад да-

влений на корпус ЦНД невелик, его большие размеры обуславливают действие на него больших сил от атмосферного давления. Поэтому корпус должен иметь большое число ребер и подкосов, делающих его достаточно жестким.

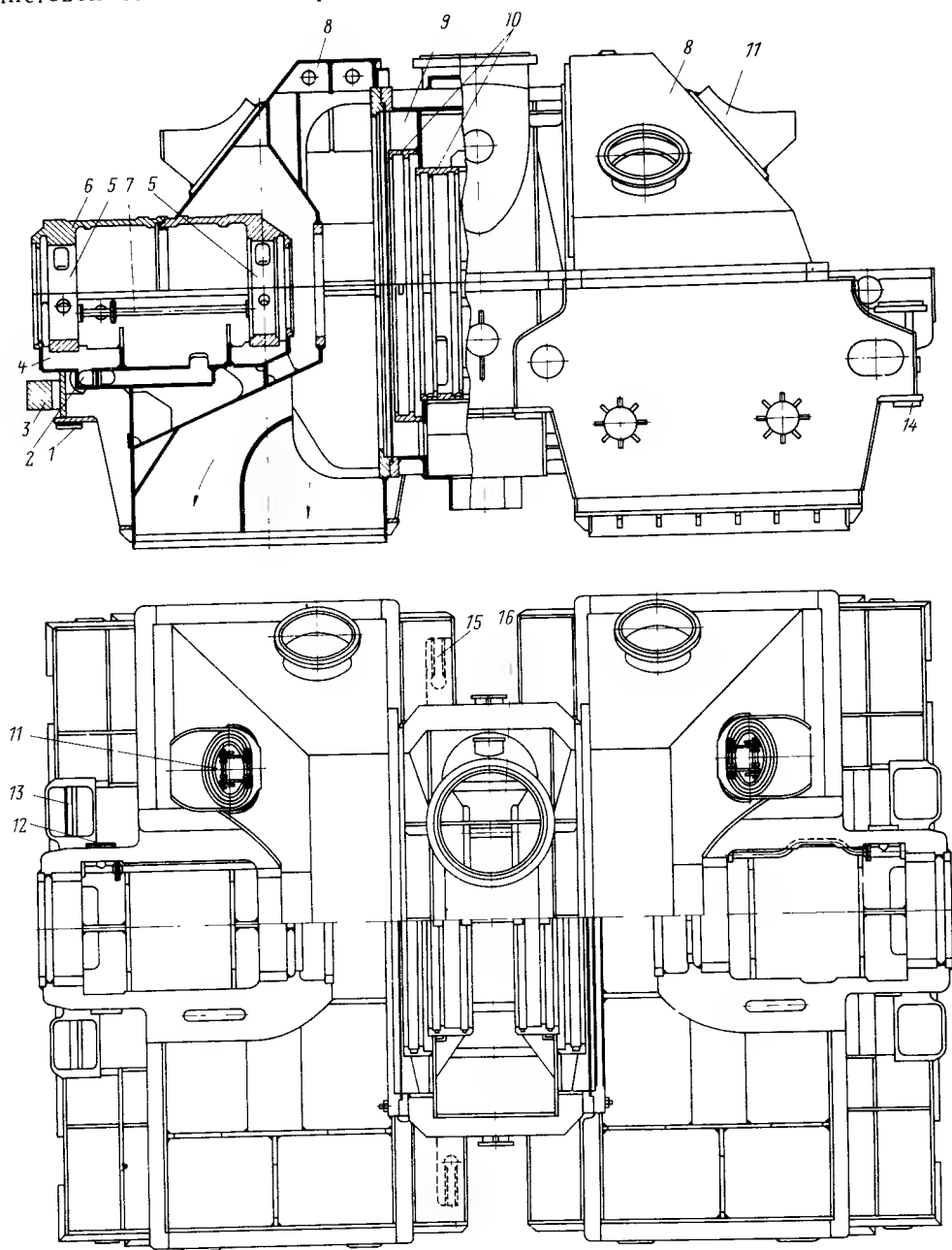


Рис. 3.38. Конструкция одностенного корпуса ЦНД

Для возможности установки ротора корпус ЦНД выполняют с горизонтальным разъемом. Но, как правило, он имеет и несколько технологических вертикальных разъемов: после изготовления отдельных частей корпуса их соединяют по вертикальным разъемам на турбинном заводе и в дальнейшем вскрывают только горизонтальный разъем. Корпуса ЦНД выполняют двух типов: одностенными и двухстенными.

Пример конструкции **одностенного корпуса**, часто называемой конструкцией с внешней обоймой, показан на рис. 3.38.

Корпус состоит из сварной (иногда ее выполняют литой) средней части — обоймы 9, к которой двумя технологическими разрезами присоединены два выходных патрубка 8, в которые вварены нижние половины корпусов подшипников 4.

Пар в цилиндр поступает через входные патрубки 16. Диафрагмы проточной части установлены в расточках 10 обоймы. На крышке корпуса расположены атмосферные клапаны 11, открывающие выход пару из цилиндра при превышении давления в нем выше атмосферного.

Нижняя часть 4 корпуса подшипника, вваренная в нижнюю часть корпуса, закрывается крышкой 6 (после установки ротора турбины и установки крышки корпуса турбины). Корпус подшипника имеет расточки 5 под вкладыши опорных подшипников, на которые опираются шейки роторов двух соседних цилиндров. Масло для смазки подшипников подается к вкладышам через фланцевое соединение 12 по маслопроводу 7. Слив масла из корпуса выполняется из полости 2. В пространные корпуса подшипника между расточками 5 размещается муфта.

Корпус ЦНД опирается на фундамент с помощью опорного пояса (см. § 3.7) и расширяется по его плоскости от фиксункта — непо-

движной точки, образованной пересечением линии продольных шпонок 1 и 14 и поперечных шпонок 15, установленных между опорным поясом и фундаментными рамами.

Нижняя часть корпуса подшипника 4 имеет боковые приливы, на которых располагаются поперечные шпонки 13. На них своими пазами устанавливаются лапы соседнего корпуса ЦСД. Совмещение вертикальных плоскостей ЦСД и ЦНД осуществляется с помощью вертикальной шпонки 3.

Рассмотренная конструкция одностенного корпуса ЦНД имеет ряд недостатков. В ней обойма и выходные патрубки представляют собой единое целое, поэтому деформация каждой из частей сказывается на деформации остальных. Атмосферное давление, действующее на большую поверхность выходных патрубков, передается и на обойму. Сама обойма имеет температуру 200—240 °С, а жестко присоединенные к ней патрубки — температуру 20—30 °С. Поскольку осевые и радиальные перемещения этих элементов должны быть согласованы (ведь конструкция представляет собой единое целое), в них возникают дополнительные напряжения и коробления. Под действием веса воды в конденсаторах деформируются выходные части ЦНД, а вместе с ними — и обойма. В свою очередь деформация обоймы вызывает опасность защемления диафрагм и задеваний вращающихся деталей о неподвижные.

Поэтому во всех современных ЦНД используют **двухстенный корпус**, или корпус с внутренней обоймой (внутренним корпусом). Обойма свободно устанавливается во внешнем корпусе, деформации которого практически не передаются на обойму.

На рис. 3.39 показана конструкция двухстенного корпуса ЦНД. Внешний его корпус — сварной. Он состоит из двух выходных и средней частей, соединенных технологи-

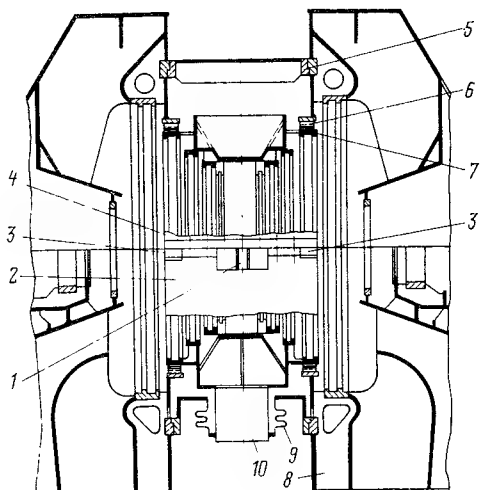


Рис. 3.39. Конструктивная схема двухстенного корпуса ЦНД:

1 — вертикальная шпонка; 2 — нижняя часть обоймы; 3 — лапки для подвески обоймы; 4 — крышка обоймы; 5 — фланец; 6 — продольная шпонка; 7 — обойма; 8, 10 — патрубки отборов пара; 9 — компенсатор

ческими фланцами. Горизонтальный разъем внешнего корпуса тщательно уплотняется, для того чтобы исключить присосы атмосферного воздуха в конденсатор. Воздух затрудняет конденсацию пара и повышает давление в конденсаторе, уменьшая мощность турбины (см. § 5.1).

Обойма устанавливается во внешнем корпусе следующим обра-

зом. Фланец нижней части обоймы имеет четыре лапки (рис. 3.40), которыми он подвешивается во внешнем корпусе на уровне горизонтального разъема. Для исключения поворота обоймы за счет реактивных усилий, действующих на диафрагму, обойма дополнительно удерживается скобами, которые, однако, не препятствуют свободному поперечному тепловому расширению обоймы.

Для фиксации общей поперечной плоскости корпусов в их нижних частях устанавливают две вертикальные шпонки (см. рис. 3.39 и 3.40). Совпадение вертикальных плоскостей обеспечивается четырьмя продольными шпонками. Фиксипункт внутреннего корпуса по отношению к внешнему располагается на пересечении вертикальной и поперечной плоскостей и горизонтальной плоскости подвески.

Впуск пара в ЦНД осуществляется по двум ресиверным трубам, расположенным по сторонам турбины, в нижнюю половину цилиндра. Паровпуск между внешним и внутренним корпусами имеет компенсатор взаимных расширений.

Обоймы диафрагм

Диафрагмы турбин устанавливают либо непосредственно в кор-

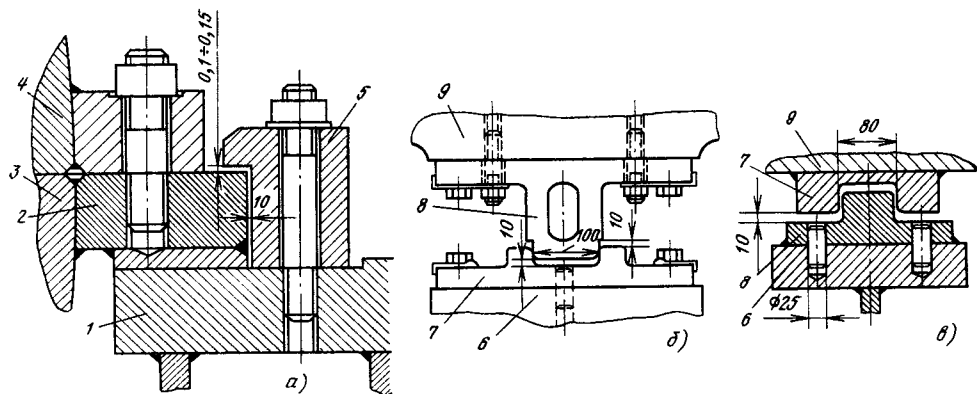


Рис. 3.40. Детали установки обоймы в корпусе ЦНД:

а — подвеска обоймы; б — вертикальная шпонка; в — продольная шпонка; 1 — кронштейн для подвески; 2 — лапка; 3, 4 — нижняя половина и крышка обоймы; 5 — прижимная скоба; 6 — внешний корпус; 7 — шпоночный паз; 8 — шпонка, 9 — обойма

пус турбины, либо в обоймы, объединяющие несколько диафрагм.

Установка обойм в кольцевые расточки в корпусе турбины показана на рис. 3.41.

Обойменная конструкция цилиндра имеет ряд преимуществ. Большое кольцевое пространство между гребнями соседних обойм создает удобные камеры для отбора пара. При отсутствии обойм возникает необходимость в создании камер отбора, поскольку близкое размещение ступеней к патрубку отбора создает окружающую неравномерность потока между ступенями и приводит к вибрации и усталости рабочих лопаток. Создание

камеры отбора повлечет, с одной стороны, увеличение длины турбины, а с другой — снижение экономичности из-за потерь с выходной скоростью в ступени, расположенной перед отбором.

Установка обойм упрощает сборку и монтаж турбины, поэтому обоймы часто используются и в цилиндрах, где отборы отсутствуют.

Обоймы оказывают экранирующее действие по отношению к корпусу турбины. Быстрые изменения температуры в проточной части турбины, возникающие при резких изменениях режима, не передаются столь быстро на внутреннюю поверхность

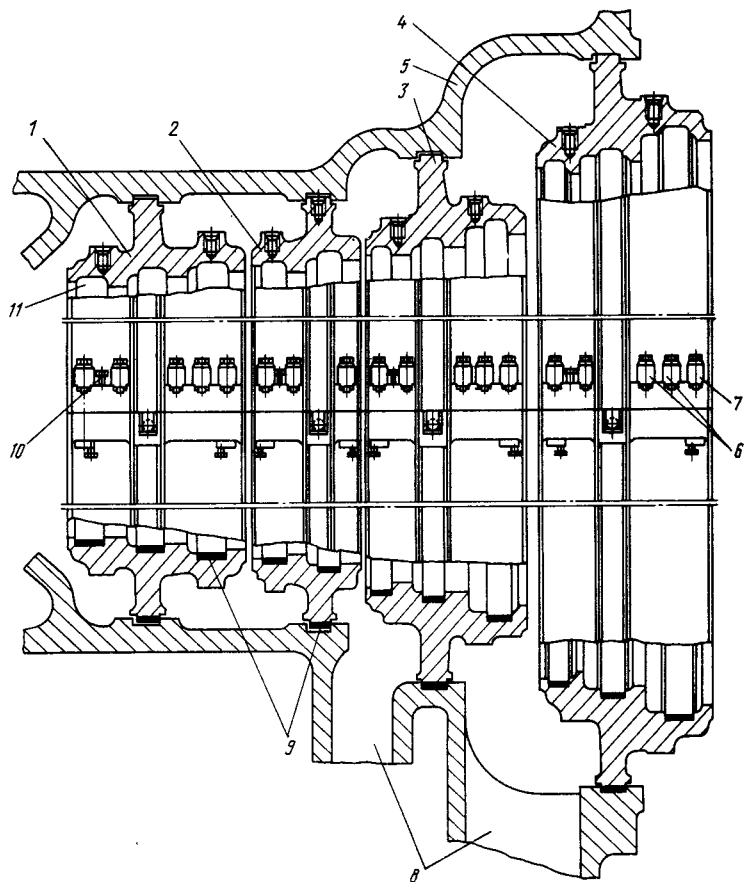


Рис. 3.41. Установка обойм диафрагм в корпусе турбины:

1—4 — обоймы; 5 — корпус турбины; 6 — скрепляющие болты; 7 — чистый центрирующий болт с удерживающим винтом (см. рис. 3.32); 8 — патрубки отбора; 9 — продольная шпонка; 10 — отжимной болт; 11 — расточки под установку диафрагм

корпуса, что повышает маневренность турбины.

Установка обойм имеет, конечно, и недостатки. Корпус турбины приобретает больший диаметр, а так как сила, отрывающая его фланцы друг от друга, пропорциональна диаметру, то требуется увеличение размеров фланцев и крепежа. Цилиндр с обоями имеет большую массу, габа-

риты и трудоемкость изготовления.

Типичная конструкция обоймы для турбины ТЭС показана на рис. 3.42. Она представляет собой цилиндр, имеющий горизонтальный разъем, скрепляемый фланцами. Обойма устанавливается в корпусе так, чтобы она могла свободно расширяться от некоторого вполне определенного положения. Для этого на ней выполняют кольцевой гребень, которым она входит в кольцевую расточку в корпусе турбины. В нижней половине обоймы на уровне разреза к кольцевому гребню приваривают две лапки, которыми через установочные прокладки ее подвешивают в выборках в нижней половине корпуса. Для исключения возможности поперечного смещения обоймы в нижней части корпуса турбины устанавливают продольную шпонку.

При работе турбины перепад давлений, действующий на обойму, плотно прижимает ее гребень к кольцевой поверхности выточки в корпусе. Таким образом, обойма прицентровывается к корпусу турбины и свободно расширяется от кольцевого гребня.

Сборка обоймы ведется следующим образом. Нижнюю половину обоймы свободно устанавливают в нижней половине корпуса турбины. Затем в ее расточки помещают нижние половины диафрагм. После установки ротора в подшипники устанавливают верхнюю часть обоймы с подвешенными в ней верхними половинами диафрагм. Центровку двух половин обоймы осуществляют с помощью центрирующих болтов. Затем обойму стягивают скрепляющими болтами и устанавливают крышку корпуса турбины.

В некоторых случаях несмотря на все преимущества обойм от них вынуждены отказываться. Это относится к ЦВД турбин насыщенного пара, в которых с целью отвода влаги регенеративные отборы выполняют почти за каждой ступенью. В этом случае камеры для отбора создаются искусственно в корпусе

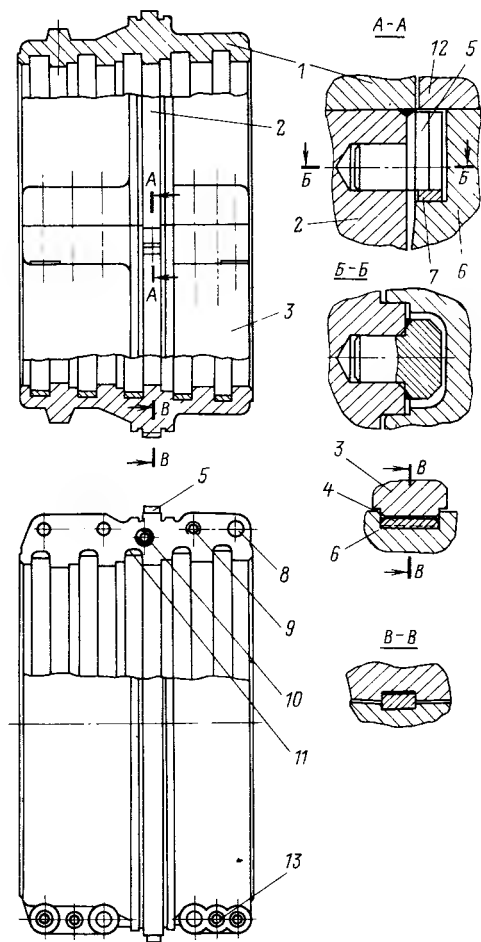


Рис. 3.42. Конструкция обоймы:

1, 3 — верхняя и нижняя половины обоймы; 2 — кольцевой гребень для установки в корпусе; 4 — осевая шпонка; 5 — лапки для подвески в корпусе; 6 — нижняя половина корпуса турбины; 7 — прокладка; 8 — отверстия под центрирующие болты; 9 — отверстия под скрепляющие болты; 10 — отверстия под рым-болты (только в нижней половине); 11 — опорные площадки для подвески диафрагм; 12 — крышка корпуса турбины; 13 — отверстия под отжимные болты (только в верхней половине)

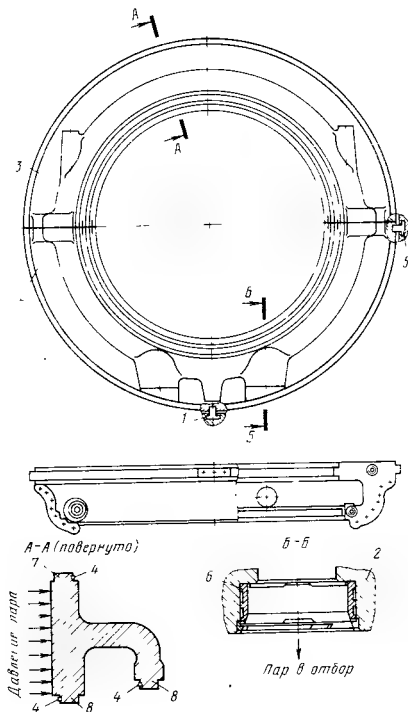


Рис. 3.43. Обойма диафрагм III и IV ступеней ЦВД турбины К-500-65/3000:

1 — шпонка; 2, 3 — нижняя и верхняя половины обоймы; 4 — профильные вставки; 5 — запки; 6 — втулка; 7 — гребень для установки обоймы в корпусе; 8 — гребни для установки диафрагм

турбины вокруг проточной части.

На рис. 3.43 показана обойма для диафрагм двух ступеней турбины насыщенного пара, между которыми помещаются два патрубка отбора пара на регенерацию. В отличие от ранее рассмотренных конструкций для крепления диафрагм используются не выточки в обойме, а гребни, которыми она входит в выточки диафрагм. В результате над диафрагмами создается большая камера отбора. В патрубках отбора запрессована втулка, внутри которой свободно скользит штуцер с уплотняющим кольцом, аналогичный показанному на рис. 3.35.

Если протечки пара из-за неплотного прилегания гребня обоймы к расточке корпуса цилиндров, работающих на перегретом паре, приводят только к снижению экономичности, то в цилиндрах, работающих

на влажном паре, они, кроме того, приводят к щелевой эрозии. Для ее исключения на прижимаемой к корпусу части гребня в расточку типа «ласточкин хвост» помещают профильные вставки из стали, стойкой к эрозии. На самом корпусе в месте контакта делается наплавка электродом из стали, содержащей 13 % хрома и хорошо сопротивляющейся эрозии. Дополнительное улучшение плотности происходит за счет малой площади контакта профильных вставок.

Диафрагмы и сопловые аппараты первых ступеней

Диафрагмы турбины (рис. 3.44) — кольцевые перегородки с сопловыми решетками, в каналах которых происходит преобразование тепловой энергии пара в кинетическую энергию его струй.

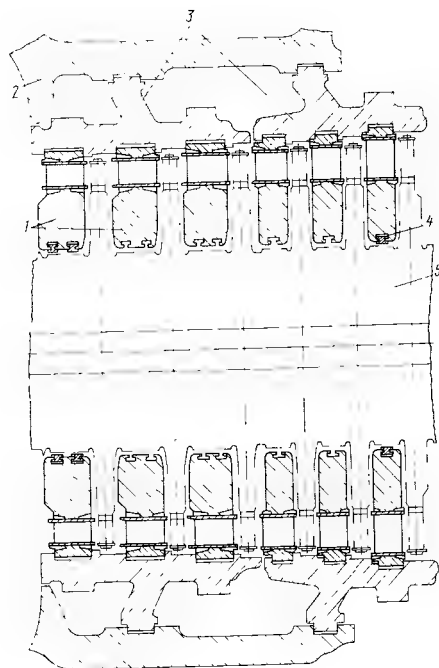


Рис. 3.44. Установка диафрагм в турбине: 1 — диафрагмы; 2 — корпус турбины; 3 — обоймы; 4 — диафрагменное уплотнение; 5 — ротор

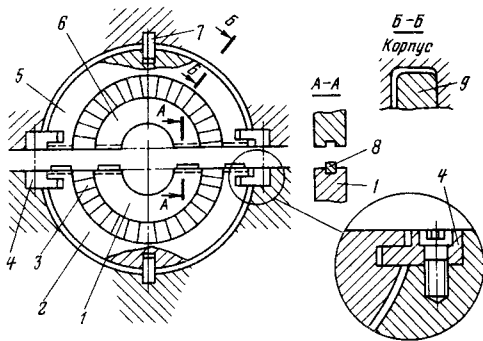


Рис. 3.45. Принципиальное устройство диафрагмы:

1, 6 — тело диафрагмы; 2, 5 — обод; 3 — сопловые лопатки; 4 — лапки подвески диафрагмы в корпусе; 7 — продольная шпонка, 8 — шпонка; 9 — положение диафрагмы в расточке корпуса

Принципиальное устройство диафрагмы показано на рис. 3.45.

Диафрагма состоит из двух полукольцевых пластин, имеющих горизонтальный разъем, позволяющий установить ротор (см. рис. 3.44). Каждая половина диафрагмы состоит из соединенных между собой обода, которым диафрагма сопрягается с обоймой или корпусом турбины, тела и сопловых лопаток. Положение половин диафрагмы относительно друг друга в осевом направлении фиксируется шпонкой, устанавливаемой в разьеме, а в поперечном — специальным штифтом или небольшой вертикальной шпонкой.

Диафрагма устанавливается в охватывающей ее детали так, чтобы, с одной стороны, она могла свободно расширяться, а с другой — расширяться вполне определенно — так, чтобы ее ось совпадала (или почти совпадала) с осью охватывающей ее детали. Для этого ее нижняя половина свободно подвешивается в корпусе или обойме с помощью лапок так, чтобы при работе ее горизонтальная плоскость совпадала с плоскостью разьема корпуса (или обоймы). Продольная шпонка, расположенная между диафрагмой и обоймой, фиксирует вертикальную плоскость. Таким образом обеспечивается центровка.

В большинстве конструкций диафрагм их верхние половины подвешиваются в верхней половине обоймы и при закрытии обоймы свободно ложатся на разъем нижней половины. Диафрагмы последних ступеней, имеющие большие радиальные размеры, часто сболчиваются по разьему до закрытия цилиндра.

Основная нагрузка, действующая на диафрагму, — перепад давлений, под действием которого диафрагма прогибается, угрожая осевыми задеваниями. Поэтому после изготовления каждая диафрагма проходит гидравлические испытания, при которых измеряется ее прогиб при нагрузке, превышающей эксплуатационную в 1,5 раза.

В первых ступенях ЦВД и ЦСД турбин ТЭС, где температура высока, под действием перепада давлений возникает явление ползучести: диафрагма приобретает остаточный прогиб по ходу пара. При этом сокращаются осевые зазоры и возникает еще большая опасность задеваний.

В современных турбинах используют два вида диафрагм: литые и сварные.

Литые диафрагмы используют в ЦНД, где температура невысока и можно использовать в качестве материала чугуны.

Пример конструкции литой диафрагмы показан на рис. 3.46. Стальные отдельно изготовленные лопатки 8 устанавливают в литейную форму и заливают обод и тело диафрагмы. После этого обрабатывают разъем, соединяют по нему две половины диафрагмы и дальнейшую обработку ведут в собранном виде.

Литые диафрагмы с длинными лопатками всегда выполняют с косым разъемом (см. сечение Б—Б), для того чтобы исключить разрезку лопаток, попадающих на разъем. Если разъем сделать прямым, то части разрезанных лопаток, расположенные на половинах диафрагмы, конечно, идеально не совпадут. По-

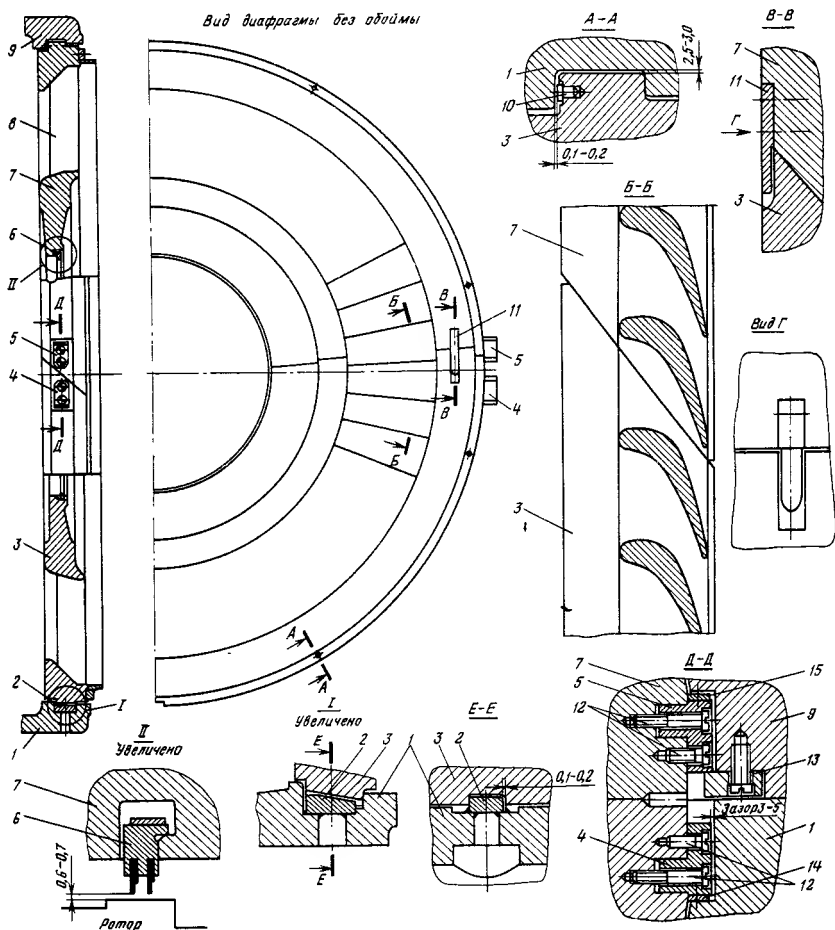


Рис. 3.46. Литая диафрагма

ток пара в каналах с разрезанными лопатками будет искажаться и появятся силы, возбуждающие вибрацию рабочих лопаток и вызывающие усталостные поломки.

Точная центровка половин диафрагмы при косом разъеме обеспечивается одной вертикальной шпонкой 11, установленной на ободе диафрагмы.

Нижняя половина 3 диафрагмы подвешивается в нижней половине обоймы 1 на лапках 4 через подгоночную прокладку 14. Лапки к диафрагме крепятся винтами 12. Для фиксации вертикальной плоскости в обойме устанавливают продольную шпонку 2. Для закрепления в верхней половине обоймы 9 верх-

ней половины диафрагмы 7 к ней в области разъема крепятся лапки 5. При подъеме обоймы 9 стопорные шайбы 13 подхватывают диафрагму за эти лапки. При нормальной работе турбины контакт половин диафрагмы осуществляется только в разъеме, а между подгоночной прокладкой 15 и обоймой, также как между лапкой 5 и стопорной шайбой, имеются зазоры.

Для фиксации осевого положения в гребне диафрагмы по окружности устанавливают штифты 10, создающие зазор 0,1—0,2 мм, достаточный для свободного осевого расширения диафрагмы. Для свободного радиального расширения предусматривается зазор 2,5—3 мм. На внутрен-

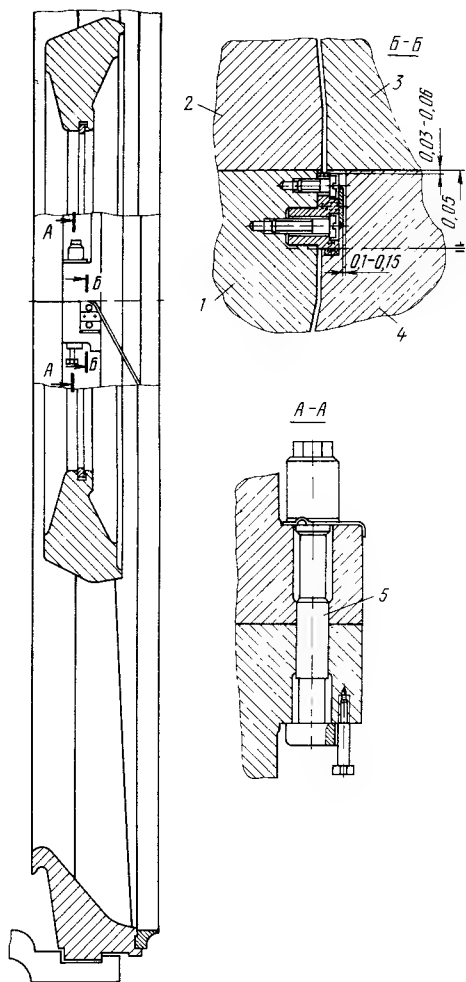


Рис. 3.47. Литая диафрагма с фланцевым разъемом:

- 1, 2 нижняя и верхняя половины диафрагмы;
3, 4 верхняя и нижняя половины обоймы;
5 стяжной призонный болт

ней поверхности тела диафрагм выполняют фигурный паз, в который вставляют сегменты уплотнения 6.

На рис. 3.47 представлена конструкция литой диафрагмы с фланцевым соединением по разьему. Лапки для подвески выполнены только в нижней половине диафрагмы, а верхняя половина стягивается с нижней (после установки ротора) двумя призонными болтами.

В области высоких давлений и температур, где высоты сопловых

лопаток малы, диафрагмы изготовляют исключительно **сварными**. Литье при малых высотах лопаток не может обеспечить достаточной точности изготовления, не говоря уже о том, что для изготовления необходимо было бы использовать сталь.

При изготовлении сварной диафрагмы (рис. 3.48) отдельно фрезеруют сопловые лопатки 3 и штампуют бандажные ленты 2 и 4, в которых пробивают отверстия точно по профилю лопаток с необходимыми шагом и углом установки. Затем эти элементы сваривают, а к ним приваривают тело 1 и обод 5 диафрагмы.

Для фиксации осевого положения половин диафрагмы и уменьшения утечки пара в разьеме устанавливают поперечную шпонку 8, а на боковой поверхности — вертикальную шпонку 9.

Диафрагма подвешивается в обойме с помощью лапок 6 и 7, как описано выше.

В ЦВД турбин АЭС, где особенно опасен эрозионный размыв диафрагм, в месте их сопряжения с обоймой или корпусом используют вставки из эрозионностойкой стали (см. поз. 4 на гребнях 8 обоймы на рис. 3.43) и наплавки из нержавеющей стали на диафрагме.

Сварные диафрагмы являются универсальными. Их используют не только в ЦВД и ЦСД, но часто и в ЦНД, в частности в турбинах АЭС (рис. 3.49). Такая конструкция особенно целесообразна для последних ступеней турбины, диафрагмы которых выполняют с внутренней канальной сепарацией (рис. 3.50). Сопловые лопатки выполняют сварными, с полостью внутри, с которой с помощью щелей связывают поверхность лопатки. Внутреннюю полость лопатки через паз в теле диафрагмы связывают с конденсатором, в котором давление ниже, чем на поверхности лопатки. Поэтому с ее поверхности происходит отсос водяных пленок в конденсатор, вместо того чтобы они сбегали

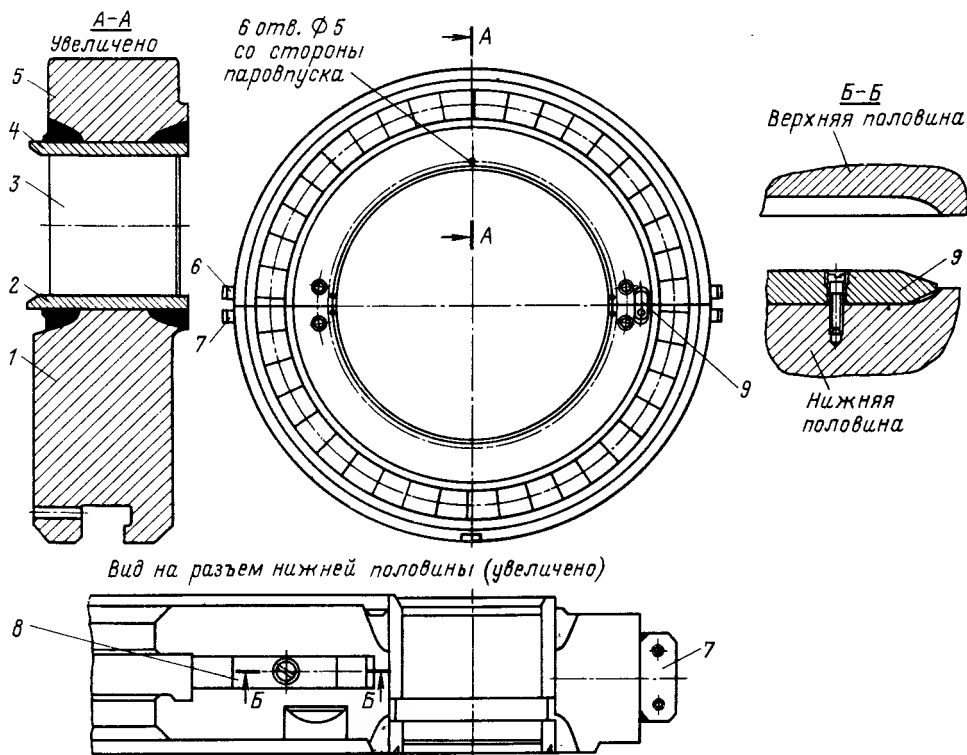


Рис. 3.48 Сварная диафрагма для ЦВД турбин

с сопловой лопатки, дробились на крупные капли и вызывали эрозию рабочих лопаток последней ступени.

Сопловые аппараты первых ступеней ЦВД и ЦСД устанавливают не в диафрагмах, а в специальных расточках в сопловых коробках, во внутреннем или наружном корпусе. Основная трудность при конструировании сопловых аппаратов состоит в исключении утечки пара мимо сопл.

На рис. 3.51 показан сопловой аппарат регулирующей ступени. Сопловой аппарат 3 с лопатками 4 заводится по окружности в обойму 2 и крепится в ней специальным образом. Обойма 2 вваривается в сопловую коробку 1. Один из концов соплового сегмента закрепляется в обойме штифтом 5, от которого расширяется относительно обоймы. Кроме того, штифт уплотняет торцевой зазор между обоймой и сопловым сегментом. Для

уплотнения второго конца сегмента устанавливают шпонку 6, сделанную из материала с коэффициентом линейного расширения большим, чем у материала сопловой коробки. В холодном состоянии между шпонкой и пазом обоймы имеется зазор 0,02—0,04 мм. При разогреве шпонка расширится и уплотнит торцевую шель.

На рис. 3.52 показан сопловой аппарат первой ступени ЦСД. Сопловой аппарат сварной конструкции состоит из двух половин. Сопловые лопатки 3 ввариваются в бандажные ленты 2 и 4. Полученные сегменты привариваются к телу 1 и ободу 5.

На козырьке размещены вставки 6 для периферийного уплотнения рабочих лопаток. Каждый из полученных сегментов заводится в расточку (см. поз. 3 на рис. 3.36) корпуса и крепится к нему стопорной шайбой 7 и винтом 8.

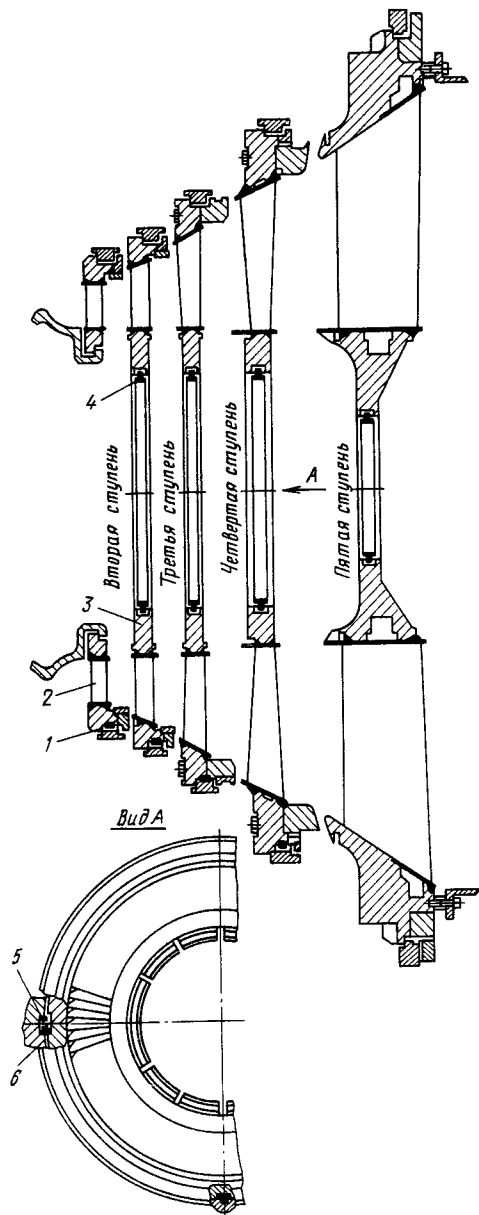


Рис. 3.49. Диафрагмы ЦНД турбины К-500-65/3000 ХТЗ:

1 — шпонка нижняя; 2, 3 — диафрагмы I и II ступеней; 4 — кольцо уплотнительное; 5, 6 — шпонки боковые

Материалы деталей статора

Для корпусов турбин используют самые различные материалы, что обусловлено большим различием в условиях работы.

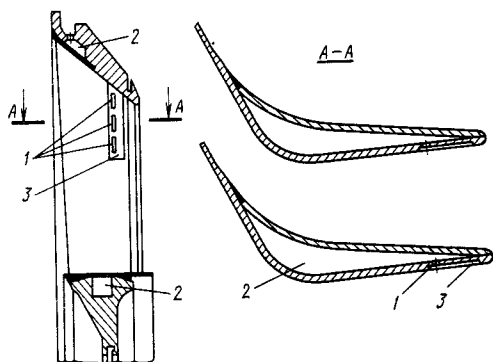


Рис. 3.50. Диафрагма с внутриканальной separацией конструкции ХТЗ:

1 — влагозаборные щели; 2 — влагоотводящие каналы; 3 — влагоприемный паз

Высокая температура в паровпускных частях ЦВД и ЦСД турбин ТЭС и ТЭЦ требует использования легированных жаропрочных сталей. Для внутренних корпусов двухступенных ЦВД чаще всего используют сталь 15Х1М1ФЛ. Иногда для внутренних корпусов используют нержавеющую сталь 15Х11МФБ, легированную хромом, молибденом, ванадием и ниобием.

Сталь 15Х1М1ФЛ используется также и для внутренних корпусов турбин насыщенного пара, основным требованием к которым является не жаропрочность, а высокое сопротивление эрозии. При этом зоны корпуса, в которых возможна щелевая эрозия, должны снабжаться наплавками или накладками из хромистой стали, обладающей высоким сопротивлением эрозии.

Для внешних корпусов ЦВД чаще всего используются менее жаропрочные и более дешевые стали 20ХМФЛ и 20ХМЛ. Иногда для внешних корпусов используется сталь 15Х1М1ФЛ, что позволяет уменьшить толщину стенки и фланцев.

Холодные части литых корпусов, например выходные части ЦСД турбин ТЭС, а также корпуса ЦВД турбин АЭС, работающих в блоке с ВВЭР, изготавливаются из углеродистой стали 25Л.

В отливках деталей, предназначенных для турбин одноконтурных АЭС, строго контролируется содержание кобальта, которое не должно превышать 0,05 %.

Самыми напряженными элементами корпусов ЦВД и ЦСД являются скрепляющие фланцы шпильки или болты. Материал этих деталей должен обладать высоким пределом текучести, обеспечивающим упругое растяжение при затяжке, высокой релаксационной стойкостью, обеспечивающей плотность разбега в период между капитальными ремонтами, малой склонностью к появлению трещин в резьбе. Для крепежа, работающего при 520—535 и 500—510 °С,

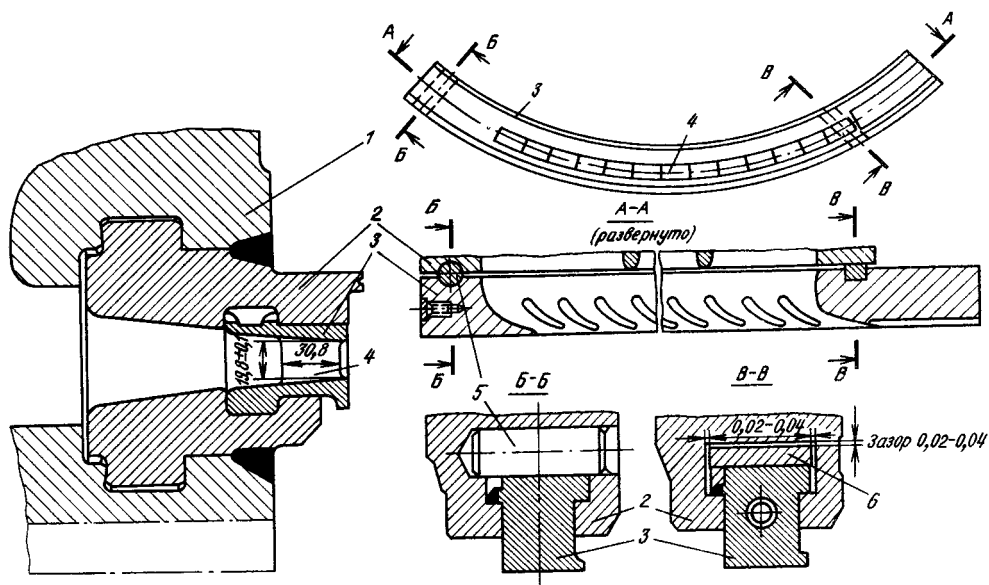


Рис. 3.51. Сопловый аппарат регулирующей ступени турбины ЛМЗ

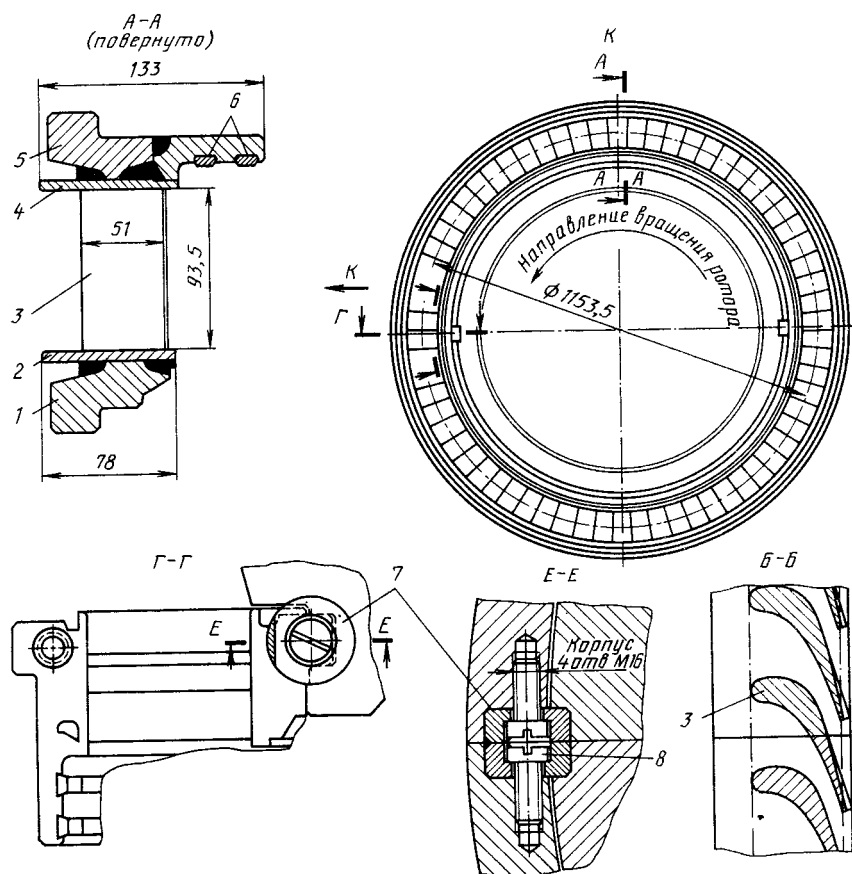


Рис. 3.52. Сопловый аппарат I ступени ЦСД К-300-240 ЛМЗ

наиболее употребительными являются стали соответственно 25Х2МФ (ЭИ-723) и 25Х1МФ (ЭИ-10). Для зон с температурой менее 400 °С используется хромомолибденовая сталь 35ХМ, а менее 300 °С углеродистая сталь 35.

Корпуса ЦНД турбин всех типов изготавливаются сваркой из листов углеродистой стали.

Обоймы и их крепеж изготавливаются из тех же материалов, что и корпуса турбин.

Для диафрагм ЦВД и ЦСД турбин ТЭС используют легированные стали 15Х1М1Ф, 12ХМФ и 20ХМ.

Материал ЦВД турбин для АЭС работает в области больших давлений, где эрозионный износ происходит особенно интенсивно. В турбинах, работающих в блоке с реакторами кипящего типа, из реактора в турбину вместе с паром поступает радиолитический кислород. Это интенсифицирует процессы коррозии. Поэтому для диафрагм ЦВД таких турбин применяют только нержавеющие стали 08Х13 и 12Х13, а на турбинах АЭС ранних выпусков, работающих в блоке с реакторами ВВЭР, где использовались стали 20ХМ и 15Х1М1Ф с соответствующими наплавками из нержавеющей стали, производят их постепенную замену на нержавеющие.

До температуры 350 °С можно использовать углеродистые стали, в частности для сварных диафрагм ЦНД турбин АЭС. Для диафрагм, работающих при температуре ниже 250 °С, используют серые чугуны СЧ 21-40 и СЧ 18-36, а для несколько больших температур – высокопрочный чугун марки ВЧ 45-5.

Сопловые лопатки и бандажные ленты сварных диафрагм изготавливают из нержавеющей хромистых сталей.

3.5. УПЛОТНЕНИЯ

В паровых турбинах используют четыре вида уплотнений: концевые, промежуточные, диафрагменные и уплотнения рабочей решетки.

Концевые уплотнения служат для уплотнения валов, выходящих из цилиндров. Промежуточные уплотнения отделяют друг от друга отсеки проточной части с разными направлениями потоков пара в противоточных цилиндрах (см., например, рис. 2.43). Диафрагменные уплотнения препятствуют протечке пара между диафрагмой и валом. Уплотнение рабочей решетки обычно включает надбандажное уплотнение, иногда называемое периферийным, осевое уплотнение и некоторые другие.

К уплотнениям предъявляется целый ряд требований. Прежде всего

они должны обеспечивать минимум утечки пара. Для этого зазоры в уплотнениях должны быть минимально допустимыми из соображений невозможности задеваний. Если возникают задевания, то в лучшем случае происходит срабатывание гребешков уплотнений, а в худшем – тяжёлая авария, вызванная тепловым остаточным прогибом ротора (см. гл. 11). Утечка пара также определяется числом гребешков: она обратно пропорциональна корню квадратному из их числа. Поэтому число уплотняющих гребешков стремятся увеличить, однако оно определяется и другими факторами.

Уплотнения должны быть надёжными. Случайные задевания, возникающие, в частности, при развороте турбины, когда ее валопровод проходит критические частоты вращения, не должны приводить к их сильному износу или сильному разогреву вала.

Уплотнения должны быть ремонтпригодными и легко заменяться в условиях электростанции.

Уплотнения должны быть виброустойчивыми. При протекании через

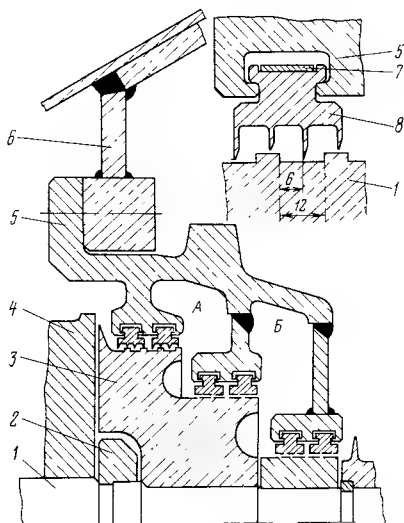


Рис. 3.53. Уплотнение ЦНД мощной турбины: 1 — ротор; 2 — стопорное кольцо; 3 — втулка уплотнения; 4 — диск последней ступени; 5 — обойма уплотнения; 6 — фланец крепления обоймы; 7 — плоская пружина; 8 — сегмент уплотнения

них пара не должно возникать аэродинамических сил, возбуждающих колебания ротора (см. гл. 10).

На рис. 3.53 показана конструкция уплотнения ЦНД, препятствующего попаданию воздуха в конденсатор. Как мы знаем (см. § 2.14), в камеру *А* подается уплотняющий пар с давлением чуть больше атмосферного, а из кольцевой камеры *Б*, где давление чуть меньше атмосферного, пар отсасывается в эжекторный холодильник. Наибольший перепад давления, как правило, не превышающий 100 кПа, возникает на уплотнении между камерой *А* и пространством выходного патрубка. Это позволяет использовать уплотнение с малым числом гребешков.

В расточку обоймы закладываются сегменты уплотнения (в каждой половине обоймы по три сегмента уплотнения), закрепляемые в обойме

на уровне разъема. Плоские пружины удерживают сегменты в рабочем положении, обеспечивая малый зазор между гребешками и ротором. Вместе с тем при задеваниях на малых частотах вращения сегменты будут утапливаться валом в расточку обоймы, благодаря чему не возникает заметного износа гребешков и выделения большого количества теплоты.

Ступенчатое уплотнение создается выточками на втулке, насаженной на вал с натягом. Втулка осуществляет как бы тепловое демпфирование, не давая разогреваться валу при задеваниях и изогнуться, легко заменяется при ремонтах. Однако в концевых уплотнениях ЦВД и ЦСД, где температуры высоки, защитные втулки уплотнений применять нельзя, так как их ослабление (временное или из-за ослабления посадки) приводит к ин-

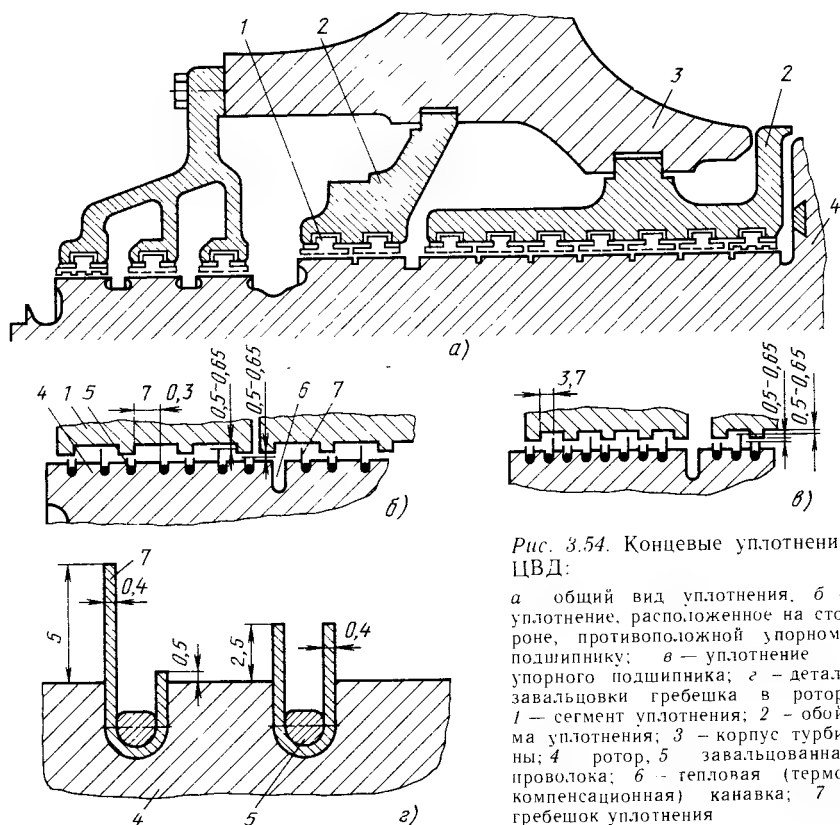


Рис. 3.54. Концевые уплотнения ЦВД:

а — общий вид уплотнения; б — уплотнение, расположенное на стороне, противоположной упорному подшипнику; в — уплотнение у упорного подшипника; г — деталь завальцовки гребешка в ротор; 1 — сегмент уплотнения; 2 — обойма уплотнения; 3 — корпус турбины; 4 — ротор; 5 — завальцованная проволока; 6 — тепловая (термокомпенсационная) канавка; 7 — гребешок уплотнения

тенсивной вибрации, износу уплотнений, а иногда и к аварии.

Уплотнения, аналогичные рассмотренным, используются и для диафрагм с той лишь разницей, что ступеньки выполняют непосредственно на валу, а не на втулке.

На рис. 3.54, а показана конструкция концевой уплотнения ЦВД мощной турбины на сверхкритические начальные параметры. На валу турбины (см. рис. 3.54, з) выполняют кольцевые канавки, в которые устанавливают заранее изготовленную тонкую ленту с профильной частью, соответствующей канавке на роторе. Кусок ленты, необходимый для гребешка, отрезают от спиральной ленты из жаропрочной нержавеющей стали с внутренним радиусом, равным радиусу дна канавки на роторе. Затем на токарном станке ленту завальцовывают проволокой из нержавеющей стали 12Х13.

При возникновении задеваний такая конструкция представляет меньшую опасность для прогиба вала, во-первых, потому, что количество выделенной за счет истирания тонкого гребешка теплоты невелико, и, во-вторых, потому, что сам гребешок представляет собой существенное тепловое сопротивление. К тому же часть теплоты будет сниматься протекающим через уплотнение паром.

Для большей гарантии исключения прогиба вала при задеваниях на валу с определенным шагом выполняют тепловые канавки — узкие прорезы глубиной 8—12 мм. Благодаря наличию тепловых канавок при сильном разогреве некоторого участка вала в результате задеваний он имеет возможность свободно расширяться в осевом направлении, не вызывая изгиба всего вала.

Осевые зазоры в концевых уплотнениях зависят от их расположения по отношению к упорному подшипнику, где ротор и корпус соприкасаются через масляную пленку. Чем дальше уплотнение расположено от упорного подшипника, тем больше возможность для роста относительного удлинения ротора и тем большие осевые зазоры необходимы. Это видно из рис. 3.54, б и в: зазоры в уплотнении, расположенном вблизи упорного подшипника, составляют 3,7 мм, а с противоположной стороны — 7 мм.

На рис. 3.55 показаны примеры конструкций надбандажных уплотнений турбин ЛМЗ. Уплотнение, показанное на рис. 3.55, а, применяется для ЦВД и ЦСД. В обойме 1 выполняются кольцевые проточки типа «ласточкина хвоста», куда заходят вставки 2 из мягкого армо-

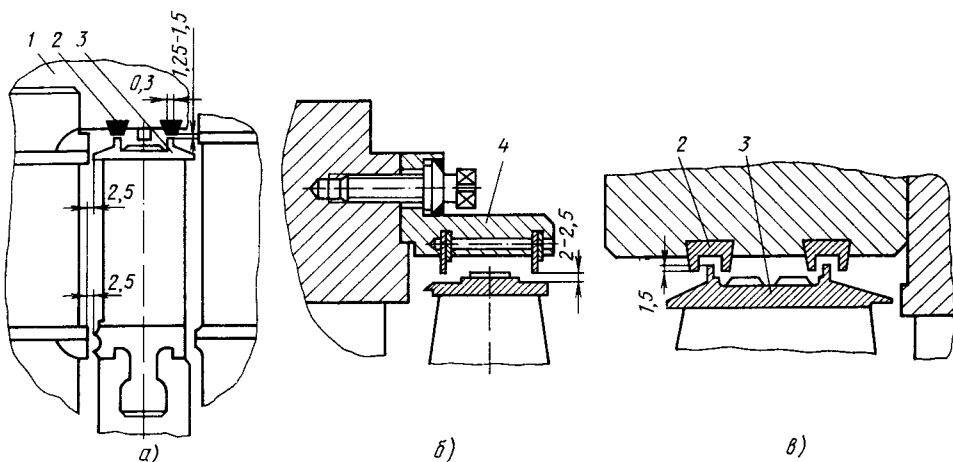


Рис. 3.55. Надбандажные уплотнения турбин:

а — для ЦВД; б — для ЦНД; в — виброустойчивое уплотнение ЛМЗ

железа. При случайных касаниях о вставку гребешков, выточенных на бандажной ленте 3, во вставке появляются кольцевые канавки, практически не увеличивающие утечку. Для ступеней с длинными лопатками используют уплотнение (рис. 3.55, б) с уплотняющими гребешками, которые вставляются в кольцевые выточки на козырьке 4 диафрагмы и поочередно закрепляются (сначала с внутренней, а затем с наружной стороны) с помощью керна, вставляемого в специальные осевые отверстия.

Уплотнение, показанное на рис. 3.55, в, относится к классу так называемых виброустойчивых уплотнений. При смещении бандажа 3 относительно вставок 2 исключается появление аэродинамических самовозбуждающихся сил (см. § 10.4), вызывающих низкочастотную вибрацию валопровода турбины.

3.6. ПОДШИПНИКИ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Подшипники служат для фиксации такого положения вращающегося валопровода в турбине, при котором обеспечивается надежная и экономичная работа.

В зависимости от числа роторов в валопроводе и способа их соединения турбоагрегат может иметь от трех до двенадцати опорных подшипников и один или два (чаще всего один) упорных.

Опорные подшипники воспринимают и передают на детали статора радиальные нагрузки от собственных веса валопровода, от его неуравновешенных центробежных сил и расцентровок, от аэродинамических сил, возникающих в проточной части турбины и уплотнениях. Конструкция опорных подшипников и их режим работы должны обеспечивать малые зазоры в проточной части и уплотнениях для поддержания высокой экономичности. Вместе с тем они должны

исключать возможность радиальных задеваний в проточной части.

Упорный подшипник воспринимает результирующее осевое усилие, действующее на валопровод турбины (см. § 2.16), и некоторые другие нагрузки.

В паровых турбинах используют только подшипники скольжения (опорные и упорные), в которых между вращающимися и невращающимися деталями при нормальной работе всегда существует тонкий слой смазки. Подшипники скольжения обладают необходимой надежностью при длительном сроке службы и при правильном изготовлении и заботливой эксплуатации хорошо сопротивляются действию статических и динамических нагрузок.

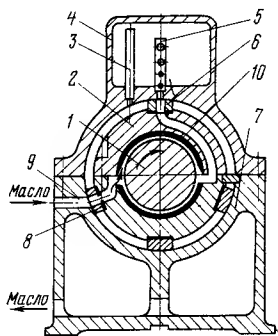
Следует указать на частую путаницу, возникающую при использовании термина «подшипник», которой в определенной степени не удалось избежать и нам. Обычно под подшипником турбины понимают совокупность неподвижных элементов, включающую вкладыш, его обойму (если она имеется) и корпус; часто в одном корпусе устанавливают несколько вкладышей (для соседних роторов), соединительную муфту и некоторые элементы системы автоматического регулирования, защиты и управления. Однако часто под термином «подшипник» также понимают вкладыш подшипника — элемент, непосредственно воспринимающий радиальную и осевую нагрузки. В частности, когда выше мы говорили об опорных и упорных подшипниках, то, конечно, имели в виду их вкладыши.

Опорные подшипники

Конструктивная схема типичного опорного подшипника показана на рис. 3.56.

Шейка вала 1 размещается во вкладыше 2 подшипника с небольшим зазором, в который по каналу 9 из масляного бака насосом подается масло. Оно проходит между шейкой и баббитовой заливкой 10 вкладыша, образуя масляную пленку, на которой в нормальных условиях и вращается вал. При этом исключается контакт металлических поверхностей вала и вкладыша.

Рис. 3.56. Схема опорного подшипника



Отработавшее масло через торцевой зазор между валом и вкладышем стекает в корпус (картер) 7 подшипника, откуда самотеком направляется в масляный бак.

Положение шейки вала, а следовательно, и валопровода турбины в ее корпусе определяется положением вкладыша. Для его установок используются три нижние колодки 8 с цилиндрической внешней поверхностью. На них помещается нижняя половина вкладыша. Верхняя колодка 6 необходима для плотного зажатия вкладыша в корпусе подшипника. Между вкладышем и колодками для тонкой центровки расточек вкладыша, диафрагм и уплотнений устанавливают регулировочные прокладки.

В современных турбоустановках, в которых масляные насосы расположены не на валу турбины, на крышках подшипников или над ними устанавливают аварийные емкости 4, непрерывно заполняемые маслом по маслопроводу 5. Избыток масла по переливной трубе 3 стекает в корпус подшипника. При прекращении подачи масла от насосов, например из-за разрыва подающего маслопровода, система защиты отключает турбогенератор от сети, а смазка шейки вала в период замедления вращения осуществляется из аварийной емкости по маслопроводу 5 через специальным образом подобранные дозировочные отверстия, обеспечивающие уменьшение расхода масла с замедлением турбины.

К конструкции опорных подшипников предъявляют ряд требований.

1. Работа подшипника должна быть надежной, исключающей сильный разогрев масла и износ вкладыша. При износе вкладыша изменяются вибрационные характеристики всего валопровода (см. гл. 10) и может возникнуть интенсивная вибрация. Масло в подшипнике нагревается за счет сил трения между слоями масла в пленке и за счет теплоты, поступающей по валу от горячих частей турбины. Обычно количество теплоты, идущей по валу, не превышает 10–20 % теплоты, выделяющейся в масляном слое. При разогреве до 115 °С внутренняя поверхность вкладыша, заливаемая антифрикционным легкоплавким сплавом — баббитом, размягчается и ее сопротивление деформированию и износу резко ухудшается. При 150 °С разрушается пленка из масла марки 22, часто применяемого для смазки подшипников. При 350 °С происходит выплавление баббитовой заливки с тяжелой аварией всего турбоагрегата.

Поэтому для поддержания температурного уровня подшипника все эксплуатационные инструкции жестко оговаривают температуру масла на входе (обычно 35–45 °С), нормальную температуру на выходе (около 65 °С) и предельную температуру (около 75 °С), при которой необходима немедленная остановка турбины. Температура баббитовой заливки, контролируемая термометрами сопротивления или термopарами, не должна превышать 100 °С.

2. Подшипник должен быть виброустойчивым и обладать достаточной демфирующей способностью. Под виброустойчивостью понимают его способность не реагировать на случайные возмущения, всегда имеющиеся в турбине. Если случайные и исчезающие возмущения приводят к появлению в масляном слое незатухающих сил, вызывающих интенсивные вибрации валопровода, то подшипник не обладает достаточ-

ным запасом виброустойчивости (подробнее см. § 10.4). Все переменные силы, действующие на валопровод и вызывающие его вибрацию, в конце концов гасятся в масляном слое подшипников. Поэтому чем выше их демпфирующая способность, тем меньшая возникает вибрация.

3. Конструкция опорного подшипника должна обеспечивать небольшие изменения радиальных зазоров в турбине при всех режимах работы (в нерабочем состоянии и при любых нагрузках). Для этого необходимо, чтобы всплытие шейки вала на масляном слое было небольшим. Это позволит иметь в турбине небольшие радиальные зазоры и малые потери от протечек.

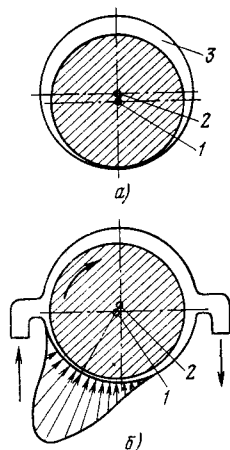
4. Потери на трение в подшипнике должны быть небольшими. При размерах шеек валов, достигающих в мощных турбинах 600 мм, потери мощности на трение могут достигать 200 кВт на каждый подшипник.

Как обычно бывает в технике, перечисленные требования являются противоречивыми в том смысле, что, удовлетворяя полнее одни из них, нет возможности выполнить другие. Например, для обеспечения высокой виброустойчивости и экономичности требуется иметь малые зазоры между шейкой и вкладышем и малое всплытие шейки вала. Но при этом увеличивается нагрев масла и работа подшипника становится чувствительной к перекосам шейки относительно вкладыша, возникает возможность полусухого трения и задеваний, т. е. снижается надежность. Поэтому при проектировании подшипников прибегают к компромиссным решениям, обеспечивая в первую очередь высокую надежность.

Принцип работы опорного подшипника можно уяснить из рис. 3.57. Невращающийся валопровод лежит на нижней половине вкладыша, контактируя с ним по части поверхности вблизи нижней образующей (см. рис. 3.57, а). Если через подшипник организовать проток масла

Рис. 3.57. Схемы, поясняющие работу опорного подшипника:

а — положение неподвижной шейки вала во вкладыше, б — распределение в масляном слое вкладыша с цилиндрической расточкой: 1 — центр шейки; 2 — центр вкладыша; 3 — клиновидный зазор



и начать вращать ротор, то масло будет прилипать к поверхности шейки вала и увлекаться ею. Поскольку масло обладает вязкостью, то оно слой за слоем будет увлекаться под шейку вала и в результате при некоторой частоте вращения между ней и вкладышем появится устойчивая масляная пленка (см. рис. 3.57, б). Таким образом, всплытие шейки на масляной пленке обеспечивается, во-первых, вязкостью масла и, во-вторых, вращением шейки вала. Необходимо подчеркнуть, что подъемная сила, возникающая в рассмотренном подшипнике, образуется не за счет давления масла на входе в подшипник, которое обычно составляет около 200 кПа, а за счет давления, возникающего в масляном слое. Подшипник скольжения, работающий на этом принципе, называется гидродинамическим.

Если при «плавающей» шейке измерить давление вдоль окружности и вычесть из него давление, с которым масло подается к вкладышу, то получится распределение давления, показанное на рис. 3.57, б. Давление масла в узком клиновидном зазоре (клин) между шейкой и вкладышем, начиная от сливного канала, будет возрастать, достигая максимума в радиальном сечении, несколько не доходящем до минимального. Если распределение давления заменить эквивалентной ему

силой, то ее вертикальная составляющая будет противодействовать вертикальным силам, в частности силе веса ротора, а горизонтальная составляющая — всем горизонтальным силам, в частности силам трения между слоями масла в масляном слое.

Сила трения между слоями масла зависит от их относительной скорости движения, поэтому устойчивая масляная пленка образуется только при достаточно большой частоте вращения, когда прилипший к поверхности шейки слой масла начнет увлекать соседний слой. При малой частоте вращения масляная пленка либо не образуется совсем, либо периодически исчезает. В соответствии с этим существует постоянно или периодически исчезает контакт шейки и внутренней поверхности вкладыша. При таком режиме работы возникает полусухое (полужидкостное) трение, при котором, если не принять специальных мер, будет выделяться большое количество теплоты, происходить износ поверхности вкладыша и, главное, поверхности шейки вала. Именно для уменьшения сил трения при малой частоте вращения внутреннюю поверхность вкладыша заливают антифрикционным сравнительно мягким сплавом — баббитом — сплавом на основе олова.

Для заливки вкладышей подшипников используют только баббит марки Б-83, содержащий 83 % олова, 11 % сурьмы и 6 % меди. Оловянистая основа обеспечивает пластичность и деформируемость баббита под действием силы веса вала и равномерно ее распределяет по поверхности вкладыша. Кроме того, олово обеспечивает высокое сопротивление коррозии и хорошие литейные качества. Сурьма образует в олове твердые включения, придавая баббиту высокое сопротивление истиранию. Добавки меди обеспечивают однородность баббита.

Как мы увидим ниже, при развороте турбины и после ее остановки для предотвращения теплового изгиба ротор медленно вращается так называемым валоповоротным устройством. При этом между шей-

кой и поверхностью вкладыша возникает режим полусухого трения. Для современных крупных турбин, особенно для АЭС, имеющих тяжелые валопроводы, длительная работа в таком режиме неизбежно приведет к быстрому износу баббитовой заливки и изменению формы расточки вкладыша. К тому же потребуются большая мощность для привода валоповоротного устройства. Поэтому турбины с тяжелыми валопроводами снабжают гидростатическим подъемом валопровода: в нижней половине каждого вкладыша выполняют несколько отверстий, в которые подается масло давлением 4—6 МПа. Под его действием валопровод поднимается на 40—60 мкм, обеспечивая легкость включения валоповоротного устройства и исключая износ вкладыша. При работе на гидropодъеме при малых частотах вращения подшипник скольжения работает как гидростатический. При повышении частоты вращения, когда образуется устойчивый гидродинамический масляный клин, гидropодъем отключают.

Конструкция расточки вкладыша и организация его маслоснабжения играют решающую роль в удовлетворении перечисленных выше требований. Даже небольшие изменения в форме расточки вследствие износа или отступлений в форме при ремонте могут существенно изменить вибрационные характеристики подшипника.

Существующие конструкции опорных вкладышей можно разделить на одноклиновые (цилиндрические), двухклиновые (эллиптические) и многоклиновые (сегментные).

Одноклиновый вкладыш (рис. 3.58, а) имеет цилиндрическую расточку. При вращении шейки вала под ней образуется один несущий масляный клин. Принцип работы одноклинового подшипника рассмотрен выше. Его конструкция наиболее проста, и поэтому он широко при-

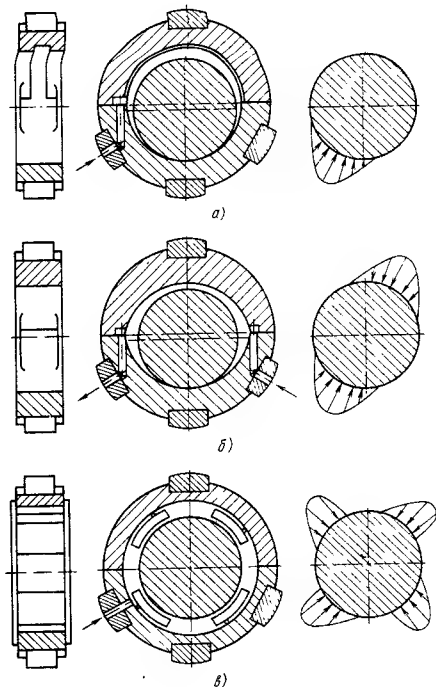


Рис. 3.58. Основные типы опорных подшипников:

а — одноклиновой; б — двухклиновой, 3 — многоклиновой

менялся и применяется сейчас для турбин малой и средней мощности.

С ростом мощности турбин и увеличением циркуляционных возмущающих сил (см. подробнее гл. 10) работа одноклинового подшипника не обеспечивает устойчивость вращения вала на масляной пленке и возникает интенсивная вибрация. Одной из мер борьбы с ней является использование *двухклинового* подшипника, имеющего овальную расточку (см. рис. 3.58, б).

Требуемая овальность вкладыша рассчитывается очень точно и практически выполняется следующим образом. Между половинками вкладыша в разъем устанавливается с каждой стороны прокладка, толщина которой подбирается таким образом, чтобы после выполнения цилиндрической расточки, удаления прокладок и соединения половин вкладыша получить требуемую овальность. Точность изготовления прокладок ± 20 мкм по толщине, а вкладыш растачивается с допуском $+50$ мкм. После сборки подшипника и установки валопровода боковые

и верхний зазоры в двухклиновом подшипнике находятся на уровне 0,5 мм.

В двухклиновом подшипнике масляный клин образуется не только в нижней, но и в верхней половине вкладыша. В результате появляется сила, действующая на верхнюю часть шейки вала и препятствующая появлению интенсивной вибрации.

Для турбин очень большой мощности и, главное, на сверхкритических параметрах пара применение даже двухклиновых подшипников часто не избавляет от самовозбуждающихся колебаний. В этом случае эффективными становятся многоклиновые, или сегментные подшипники, схема которых показана на рис. 3.57, в. Шейка вала размещается между несколькими сегментами, которые могут поворачиваться вокруг ребра опирания. К поверхности контакта шейки вала и каждого сегмента подводится масло, которое увлекается шейкой и образует масляный клин. Таким образом, шейка вала как бы удерживается системой масляных клиньев, каждый из которых возникает под своим сегментом. Это препятствует потере устойчивости вращения вала на масляной пленке. Подробнее механизм работы сегментных опорных подшипников рассмотрен в § 10.4.

Использованию многоклиновых подшипников способствует еще одно обстоятельство. С увеличением мощности турбин растут диаметры валов, которые передают ее на генератор, и соответственно увеличиваются диаметры шеек подшипников.

Ниже приводятся диаметры шейки подшипников (мм) для турбин различного типа:

К-100-90 ЛМЗ	360
К-160-130 ХТЗ	420
К-220-44 ХТЗ	520
К-300-240 ХТЗ	420
К-300-240 ЛМЗ	435
К-500-240 ХТЗ	520
К-500-65/3000 ХТЗ	520
К-1200-240 ЛМЗ	600

Увеличение диаметра шейки приводит к тому, что масло, поступаю-

щее в клиновой зазор, из-за его большой окружной скорости быстро турбулизуется, т. е. его слои начинают интенсивно перемешиваться. При этом резко возрастают потери на трение в подшипнике. При использовании многоклиновых подшипников масло, поступающее на вход опорного сегмента, не успевает турбулизироваться из-за его малого пути под сегментом. Поэтому многоклиновые подшипники часто используют в мощных турбинах АЭС не для обеспечения виброустойчивости ее валопровода, а для уменьшения потерь на трение.

Как мы уже отмечали, малые радиальные зазоры в турбине и требование высокой виброустойчивости заставляют иметь между шейкой вала и вкладышем очень малые зазоры. Вместе с тем толщина масляной пленки должна перекрывать те микронеровности, которые имеются даже на шлифованной поверхности шейки и пришабренной поверхности вкладыша. Толщина масляной пленки должна быть больше тех механических включений, которые неизбежно имеются в масле после его очистки в фильтрах и масляном баке. Она должна быть достаточной для исключения полусухого трения при неизбежно возникающих перекосах шейки во вкладыше, при изменении температуры масла, частоты вращения и т. д. И, наконец, зазоры во вкладыше и его конструкция должны быть такими, чтобы обеспечить отвод теплоты, возникающей за счет трения в масляном слое и идущей по валу от горячих частей турбины. Для выполнения всех этих противоречивых требований, как показывает опыт эксплуатации, *необходимо иметь толщину масляной пленки примерно 20 мкм*, для чего необходимо иметь диаметральный зазор, составляющий 0,002—0,004 диаметра шейки вала.

Очень важна для хорошего функционирования вкладыша правильная организация снабжения его маслом.

На рис. 3.58, а показана длительное время применявшаяся и применяющаяся во многих случаях и сейчас организация маслоснабжения вкладыша. В верхней части вкладыша выполнена маслораздаточная канавка, позволяющая перепустить масло, подаваемое к вкладышу, сверху вокруг шейки вала и затем подать его в масляный клин. Этим достигается увеличение расхода масла и хорошее охлаждение. Дополнительное улучшение маслоснабжения достигается выполнением на уровне разъема осевых выборок — маслораздающих карманов («развалов»), не доходящих до торцов вкладыша. Карманы облегчают вход масла во вкладыш и в масляный клин.

В двухклиновых подшипниках выполнение маслораздаточной канавки не имеет смысла: как показали опыты, в этом случае не только не возникает масляный клин в верхнем полувкладыше, но даже образуются обширные вакуумные зоны, а смазочный слой теряет свою сплошность и происходит даже подсос воздуха из корпуса подшипника. Поэтому двухклиновые подшипники выполняют без маслораздаточной канавки. Масло подают в первую очередь непосредственно под шейку вала, а с противоположной стороны выполняют дополнительный слив масла, как показано на рис. 3.58, б.

Конструкции опорных подшипников. Типичная конструкция опорного вкладыша подшипника приведена на рис. 3.59.

Вкладыш состоит из двух половин 1 и 3, скрепляемых после укладки валопровода четырьмя болтами 2, два из которых выполнены призонными для возможности точного повторения сборки. Вкладыш имеет баббитовую заливку. В верхней половине вкладыша выполнена маслораздаточная канавка 9, а на уровне разъема в месте подачи масла — маслораздаточный карман 6.

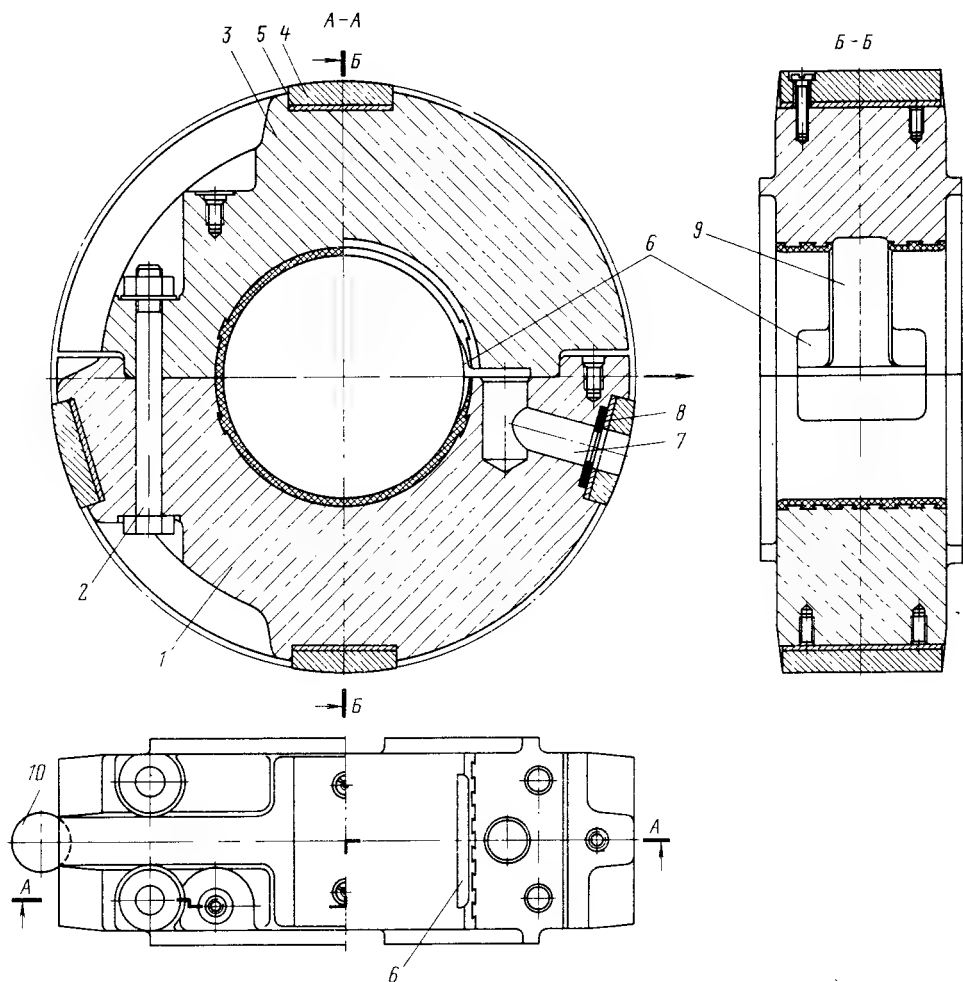


Рис. 3.59. Опорный вкладыш ЛМЗ

Нижняя половина вкладыша устанавливается на трех колодках 4 с цилиндрической внешней поверхностью. Колодки крепятся к вкладышу винтами. Для возможности центровки расточек вкладыша используются прокладки 5, толщину которых изменяют соответствующим образом. Верхняя колодка используется для плотного зажатия вкладыша (натяг 0,05–0,15 мм) в корпусе подшипника, исключающего ослабление натяга при различной температуре корпуса подшипника и вкладыша. Ослабление крепления вкладыша грозит изменением вибрационных характеристик валопровода

и появлением интенсивной вибрации (см. гл. 10).

Силы трения между слоями масла в подшипнике могут увлечь вкладыш вслед за шейкой. Для исключения этого между нижней половиной вкладыша и корпусом подшипника устанавливают стопорную шайбу 10.

Масло подается по маслопроводу к корпусу подшипника. Оно проходит через отверстие в нем (см., например, рис. 3.56) и затем по каналу 7 подается в маслораздаточный карман 6. По маслораздаточной канавке масло проходит на другую сторону вкладыша и затем

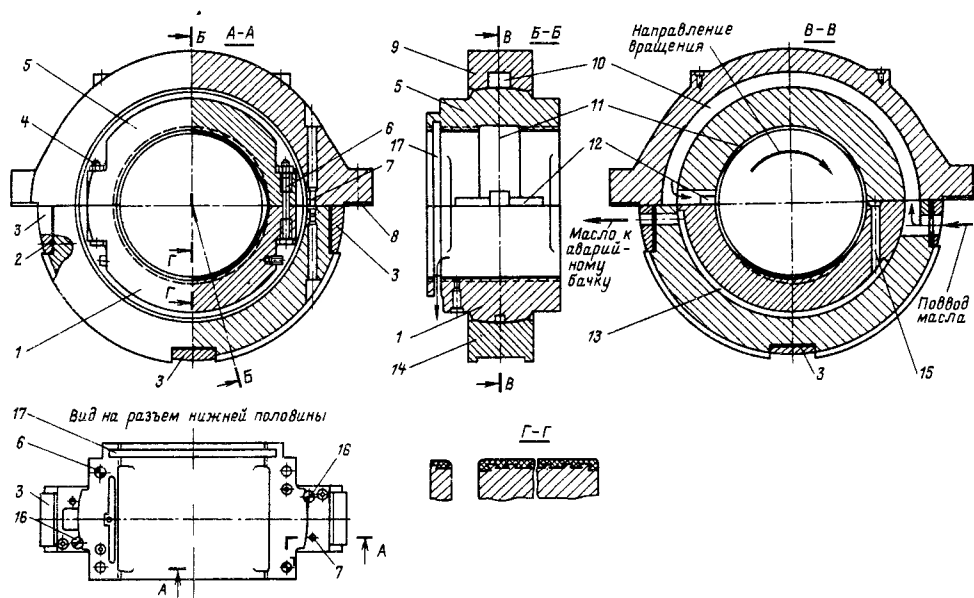


Рис. 3.60. Опорный подшипник с самоустанавливающимся вкладышем конструкции ХТЗ:
 1, 5 — нижняя и верхняя половины вкладыша; 2 — прокладки; 3 — опорные колодки; 4 — при-
 зонные скрепляющие болты вкладыша; 6 — скрепляющие болты; 7 — установочные штифты обоймы;
 8 — прокладка; 9, 14 — верхняя и нижняя половины обоймы; 10 — канал подачи масла к шейке
 вала; 11 — маслораздаточная канавка; 12 — маслораздаточный карман; 13, 15 — каналы подачи
 масла к аварийной емкости и аварийной подачи масла; 16 — стопорные винты; 17 — масло-
 улавливающая канавка

под шейку вала. Для возможности регулировки расхода масла на отдельные подшипники турбоагрегата, перед которыми его давление может быть различным, используется ограничительная шайба 8.

На рис. 3.60 показан опорный подшипник турбин ХТЗ. Вкладыш подшипника имеет конструкцию, аналогичную рассмотренной выше, с одним существенным отличием: он устанавливается не в корпусе подшипника, а в обойме, которая закрепляется в корпусе подшипника. Контакт вкладыша в обойме осуществляется по сферической поверхности. Поэтому вкладыш имеет возможность небольших поворотов, что уменьшает перекосы шейки вала во вкладыше и его износ. Такие вкладыши называются самоустанавливающимися.

Вкладыш имеет кольцевую маслоулавливающую канавку: масло, выходящее из торцов вкладыша, попадает в успокаивающую ка-

навку и дренируется через отверстия, расположенные в нижней половине вкладыша. От вращения вкладыш удерживается двумя стопорными винтами, устанавливаемыми в разъеме.

Вкладыш монтируется в нижней половине обоймы, которая устанавливается в корпусе подшипника и удерживается от осевого смещения заплечиками. Нижняя половина обоймы устанавливается и центруется с помощью трех колодок с цилиндрической внешней поверхностью и прокладок под ними. После установки в корпусах подшипников нижних половин обойм и вкладышей опускают ротор, закрывают вкладыши и стягивают их болтами. Затем устанавливают верхние половины обойм, которые через прокладки притягивают к корпусам подшипников.

Подача масла в подшипник осуществляется через правую опорную колодку и кольцевой канал, образо-

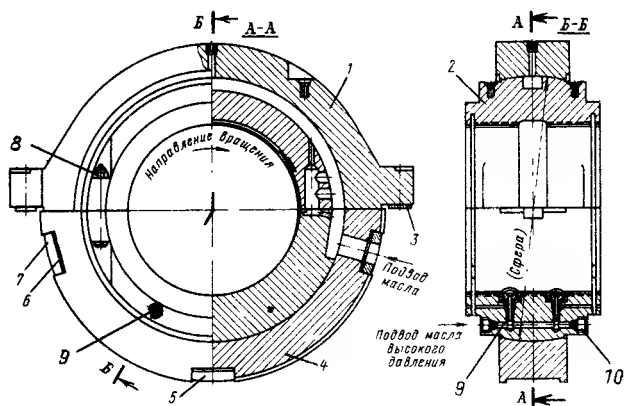


Рис. 3.61. Опорный подшипник турбины К-500-65/3000:

1, 4 — верхняя и нижняя половины обоймы; 2 — вкладыш; 3, 6 — прокладки; 5, 7 — колодки; 8 — болт; 9 — каналы подачи масла для гидроподъема; 10 — пробка

ванный выточкой во внутренней поверхности обоймы и внешней поверхности вкладыша. Через аналогичные вертикальный и кольцевой каналы в нижней части подшипника масло направляется в аварийную емкость, из которой оно уже в обратном направлении поступает на смазку шейки вала при авариях в системе маслоснабжения.

На рис. 3.61 показана конструкция опорного вкладыша с гидроподъемом шейки вала. Масло с давлением 4—6 МПа подается к двум осевым сверлениям в нижней половине вкладыша, расположенным под углом 30° к вертикальной оси. Каждое из сверлений двумя радиальными каналами соединено с по-

верхностью вкладыша и заканчивается специальным штуцером и круглыми «ванночками». Один из выходов каждого осевого сверления заглушается пробкой, а во второй ввинчивается штуцер, через который подводится масло высокого давления.

Несколько иная в этом подшипнике и организация питания вкладыша маслом. Масло поступает в полукольцевой канал между вкладышем и обоймой, причем часть масла из него поступает сразу под шейку подшипника, а часть проходит по кольцевому каналу на противоположную сторону, а оттуда — в маслораздаточную канавку верхней половины вкладыша, омывая шейку вала сверху.

На рис. 3.62 показан четырехклиновой подшипник ХТЗ, имеющий четыре опорных сегмента. Масло подводится к каждому сегменту, и в результате его увлечения валом под ним возникает масляный клин.

На рис. 3.63 показан шестиклиновой опорный подшипник ЛМЗ, имеющий шесть сегментов, поворачивающихся вокруг ребер качения. В отличие от конструкции сегментного подшипника ХТЗ масло подводится не к каждому сегменту индивидуально, а ко всей полости расположения сегментов. При этом все сегменты подшипника работают в общей масляной ванне.

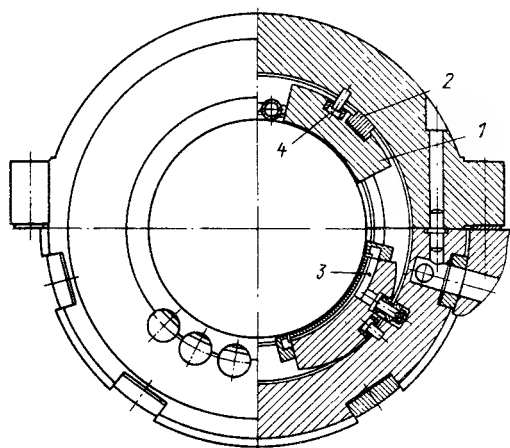


Рис. 3.62. Сегментный подшипник ХТЗ:

1 — опорный сегмент; 2 — опора сегмента; 3 — канал подвода масла; 4 — установочный штифт

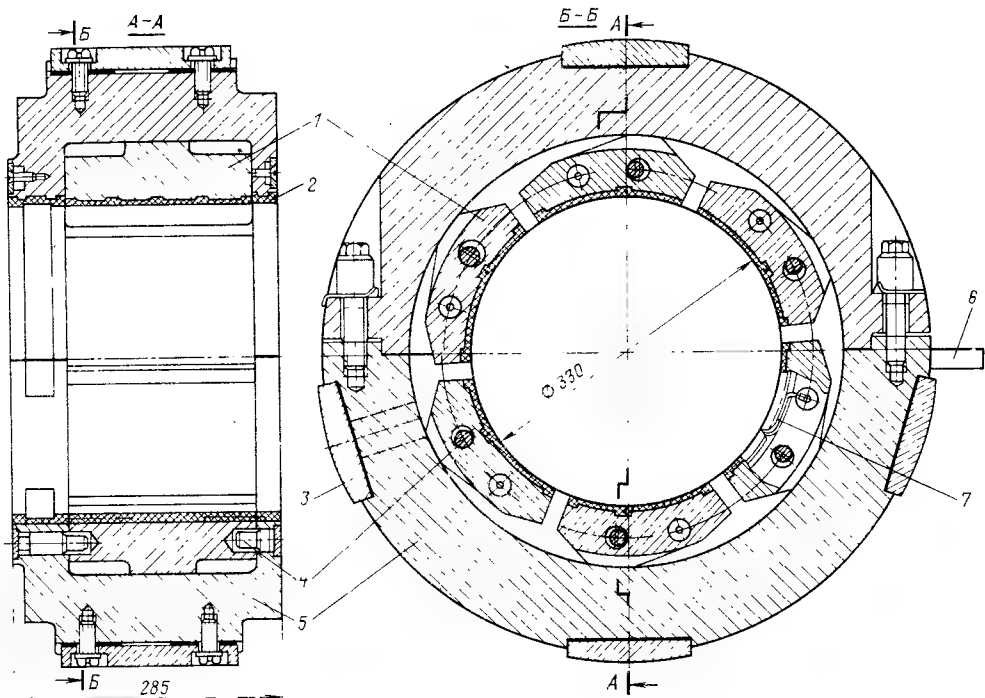


Рис. 3.63. Сегментный подшипник ЛМЗ:

1 — сегменты, 2 — уплотнение; 3 — установочные колодки, 4 — штифты, 5 — вкладыши, 6 — стопорная шайба; 7 — гермопара

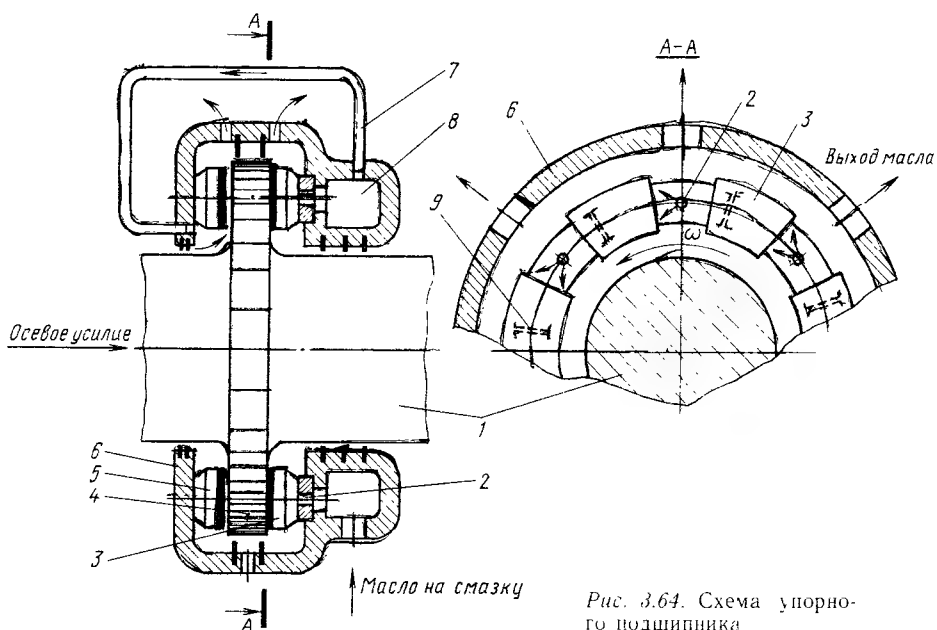


Рис. 3.64. Схема упорного подшипника

Упорные подшипники

Упорный подшипник служит для восприятия результирующего осевого усилия, приложенного к вращающемуся валопроводу, и передачи его на детали статора. Одновременно он фиксирует положение валопровода в турбоагрегате и осевые зазоры в проточной части турбины и уплотнениях. Конструктивно упорный подшипник чаще всего размещают в корпусе вместе с одним из вкладышей опорного подшипника.

В современных паровых турбинах применяют исключительно сегментные упорные гидродинамические подшипники скольжения. Одна из возможных схем представлена на рис. 3.64.

На валу 1 турбины выполняют упорный диск (гребень) 4, который через масляный слой опирается в зависимости от направления осевого усилия на сегменты 3 или 5, поворачивающиеся около ребер качания 9. Масло для смазки подводится от насоса в коллектор 8, из которого по отверстиям 2 в установочном кольце подается к сегментам 3. Между упорным сегментом и гребнем образуется масляная пленка, препятствующая их контакту. Совокупность корпуса 6 и установленных в нем сегментов на-

зывают вкладышем упорного подшипника.

Маслоснабжение сегментов 5 второго ряда может осуществляться либо точно таким же образом (из другого коллектора), либо, как показано на рис. 3.64, перепуском масла по маслопроводу 7 в камеру этих сегментов. Вал в месте выхода из корпуса подшипника уплотняется, и подводимое к вкладышу масло заполняет внутреннюю полость вкладыша и выходит в основной корпус подшипника через отверстия в верхней половине вкладыша.

Принцип работы упорного подшипника можно уяснить из рис. 3.65. Перед началом вращения вкладыш подшипника заполнен маслом. С началом вращения масло, прилипающее к гребню подшипника, увлекается слой за слоем под сегмент и, поскольку свободному осевому смещению гребня от сегмента препятствует осевая сила R , приложенная к ротору, на поверхности сегментов возникает некоторое распределение давления (см. рис. 3.65, а). Для простоты дальнейших рассуждений его можно заменить эквивалентной силой R_c , приложенной к некоторой точке сегмента и поворачивающей его так же, как и распределенное давление.

Если в некоторый момент распределение давления по поверхности сегмента будет таким, как показано на рис. 3.65, а, то его положение будет неустойчивым, так как равнодействующая R_c будет работать как рычаг с плечом h вокруг ребра опирания сегмента $B-B$. Поэтому сегмент начнет поворачиваться. Распределение давления при этом будет изменяться. В силу того что зазор на входной части сегмента увеличится, давление здесь уменьшится; на выходной части сегмента оно, наоборот, возрастет. Ясно, что при этом сама сила R_c не изменится, поскольку не изменилось осевое усилие R и число сегментов. Сегмент будет поворачиваться до тех пор, пока сила R_c не пройдет через ребро

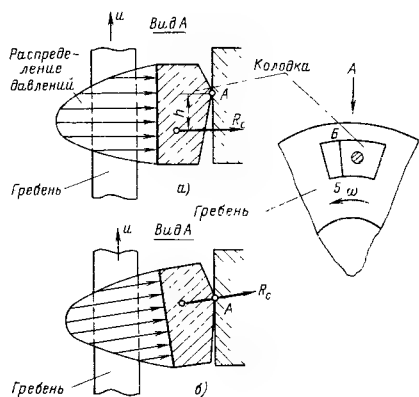


Рис. 3.65. Положение колодки упорного подшипника:

а — неустойчивое; б — устойчивое

опирания $B-B$ и ее плечо h не станет равным нулю. Это и будет устойчивое положение сегмента, при котором между поверхностями гребня и сегмента образуется суживающийся канал — клин, по которому непрерывно проходит свежее масло, поступающее из отверстий 2 (см. рис. 3.64). Раскрытие клина автоматически изменяется с изменением осевого усилия R : чем больше осевое усилие, приложенное к ротору, тем сильнее раскрывается клин и больше равнодействующая R_c на каждом сегменте.

Условия работы упорных подшипников и требования к ним. Рассмотренная выше схема работы упорного подшипника (см. рис. 3.65) предполагает, что осевое усилие, действующее на валопровод, всегда приложено в одну сторону. Однако даже при этом условии следует ограничить возможность перемещения валопровода в противоположную сторону, так как случайный сдвиг на несколько миллиметров даже при монтаже или наладке может привести к повреждению тонких гребешков концевых и диафрагменных уплотнений. Тем более необходимо иметь упорные сегменты с противоположной стороны для мощных современных турбоагрегатов, в которых из-за различий в изготовлении, монтаже и из-за других причин направление осевого усилия может изменяться от режима к режиму или от турбины к турбине даже при одинаковой нагрузке. Поэтому все упорные подшипники выполняют с двумя рядами упорных сегментов, расположенных с противоположных сторон гребня. Иногда валопровод снабжают двумя гребнями, каждый из которых имеет только одну рабочую поверхность, опирающуюся на свой ряд упорных сегментов.

При работе подшипника с двумя рядами рабочих сегментов (рис. 3.66) масляные клинья возникают на сегментах обоих рядов. При этом основные (рабочие) сегменты оказы-

ваются нагруженными не только осевым усилием R , приложенным к валопроводу, но и дополнительными силами, приложенными к гребню со стороны дополнительных (установочных) сегментов. Величина возможного перемещения валопровода между рядами упорных сегментов называется осевым разбегом в упорном подшипнике. Чем больше разбег, тем меньше подгрузка рабочих сегментов за счет установочных. Однако разбег нельзя делать чрезмерно большим, так как это может привести к задеваниям в проточной части и появлению больших ударных нагрузок на сегменты при изменении знака осевого усилия (например, при резких изменениях нагрузки в многоцилиндровых турбинах с промежуточным перегревом пара — см. пример 9.9).

Малый осевой разбег также опасен, и не только потому, что появляется дополнительное усилие от неработающего ряда сегментов. При малом разбеге и требуемом в соответствии с нагрузкой повороте сегментов зазор между ними и гребнем уменьшается. Уменьшается при этом и расход масла под сегмент, и оно сильно разогревается. Вслед за маслом нагревается и сегмент, поверхность которого становится неплоской. В результате перегрева масляная пленка теряет свою несущую способность и пропадает. Гребень входит в контакт с сегментами, и за счет выделения большого количества теплоты происходит либо мгновенное выплавление баббитовой

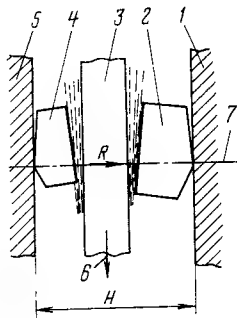


Рис. 3.66. Положение гребня в упорном подшипнике (вид на упорный диск сверху): 1, 5 — корпус вкладыша; 2 — рабочий сегмент; 3 — гребень; 4 — установочный сегмент; 6 — направление вектора окружной скорости точки гребня, контактирующей с сегментом; 7 — ось турбины

заливки сегментов (если она имеется), либо быстрый их износ. Происходит осевой сдвиг ротора, и если он больше осевых зазоров, то возникают осевые заедания вращающихся деталей о неподвижные, что приводит к тяжелой аварии.

Поэтому осевой разбег в упорном подшипнике устанавливают так, чтобы толщина масляной пленки на выходе из сегментов была не меньше 40—60 мкм, среднее давление на сегмент не превышало 2—4 МПа, а температура баббитовой заливки была не больше 100 °С. Чем выше качество изготовления гребня и упорных сегментов (выше чистота поверхности и меньше биение и конусность гребня), чем чище масло (мал размер твердых частиц в нем), чем меньше вибрация и возможные в условиях эксплуатации перегрузки (см. гл. 9), тем большие удельные давления и меньшие зазоры, а следовательно, и осевой разбег можно допустить в подшипнике. Обычно при сборке упорного подшипника устанавливают осевой разбег в 0,5—0,6 мм, а при работе он составит 0,3—0,4 мм.

Работа упорного подшипника должна быть абсолютно надежной, так как выход его из строя влечет, если не сработает соответствующая защита, тяжелейшую аварию.

Даже небольшой ремонт упорного подшипника, связанный с его вскрытием, приводит к большим потерям из-за необходимости длительного остывания турбины и простоя.

Конструкция упорных сегментов. Упорные сегменты являются основ-

ными деталями упорного подшипника, определяющими качество его работы.

Размеры упорных сегментов определяются тем средним давлением, которое допустимо, т. е. $q = R_c/F$, где F — площадь сегмента.

При обычном изготовлении допустимая нагрузка на сегмент составляет 1,5—2 МПа. При тщательном изготовлении гребня и сегментов и их сборке можно допустить $q = 3,5 \div 4$ МПа.

Несущая способность упорного подшипника зависит не только от удельного давления, но и от формы сегментов, способа их опирания, их общего числа и других факторов. Она обеспечивается при вполне определенном соотношении размеров сегмента (рис. 3.67): $B/L \approx 1$; $h/B = 0,5$. Радиальное ребро, к которому подводится свежее масло, называется входным, а противоположное — выходным. Центральный угол образованный входным и выходным ребрами, составляет 28—35°.

Поверхность сегмента, обращенная к упорному гребню, заливается слоем баббита толщиной примерно 1,5 мм. Для лучшего прилегания баббитовой заливки в сегменте выполняются пазы типа ласточкина хвоста. Для равномерного прилегания сегментов к гребню их периодически подшабривают, и поэтому толщина баббитовой заливки постепенно уменьшается. При ее уменьшении до 0,8—0,9 мм сегменты перезаливают новым слоем баббита.

Роль баббитовой заливки в опорных и упорных подшипниках различна. В опорных вкладышах баббит играет роль антифрикционного ма-

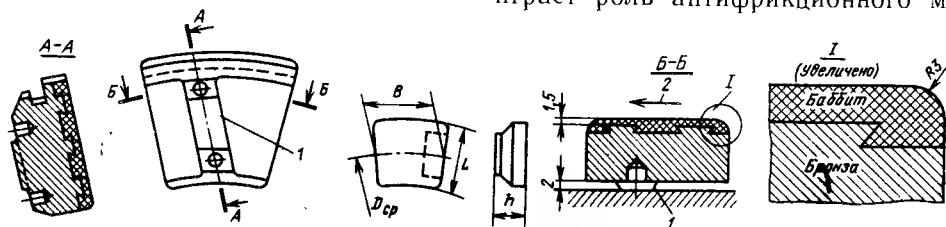


Рис. 3.67. Упорный сегмент:

1 — ребро качения; 2 — направление вращения упорного диска

териала, необходимого при работе в режиме полусухого трения. В большинстве упорных подшипников сегменты расположены в масляной ванне и режима полусухого трения практически не возникает. Поэтому некоторые турбинные заводы изготовляют сегменты вообще без баббитовой заливки. В большинстве случаев сегменты выполняют с баббитовой заливкой. При внезапном увеличении осевого усилия до недопустимого значения, когда гребень входит в контакт с поверхностью сегмента, происходит почти мгновенное выплавление баббита и валопровод резко перемещается на 1—1,5 мм. Этот осевой сдвиг валопровода используется в качестве сигнала для защиты турбины от дальнейшего осевого смещения валопровода в ней, когда в контакт уже могут войти вращающиеся и неподвижные элементы проточной части или уплотнений.

Каждый упорный сегмент подвешивается на двух штифтах и контактирует с подкладным кольцом только по ребру качания (см. рис. 3.67), вокруг которого он свободно поворачивается при изменении осевого усилия. Ребро качания выполняют параллельным выходному ребру упорного сегмента. Это обеспечивает одинаковость зазора по выходному ребру при повороте сегмента, более равномерное распределение давления по его поверхности и его меньший износ. Ребро качания располагают не на середине сегмента, а ближе к выходному ребру (примерно на расстоянии $3/5$ от B). Это, с одной стороны, исключает возможность опрокидывания сегмента с закрытием масляного клина, а с другой, при повороте сегмента не уменьшает зазор на выходе столь сильно, чтобы происходил износ выходной части сегмента.

При нормальной работе упорного подшипника основное выделение теплоты происходит в масляном слое. Часть этой теплоты уносится потоком

масла, а часть передается сегменту. Слои сегмента, прилегающие к баббитовой заливке, нагреваются и расширяются сильнее, чем слои у ребра качания. В результате первоначально плоская рабочая поверхность сегмента приобретает цилиндрическую форму с образующими, параллельными ребру качания. Чем больше неравномерность температур по толщине сегмента, тем сильнее он деформируется и тем меньше его несущая способность. Для уменьшения неравномерности температур сегменты выполняют из материалов, обладающих высокой теплопроводностью и малым коэффициентом линейного расширения. В качестве таких материалов используют сплавы на основе меди — бронзу и латунь. Иногда для сегментов используют даже чистую медь.

Почти в 2 раза большую несущую способность имеет слоеный сегмент (рис. 3.68). К стальному основанию специальными винтами крепится тонкая медная прокладка, на поверхность которой наплавляется слой баббита. В основании выполняются каналы, через которые проходит масло, охлаждающее медную прокладку. Таким образом, создается малая разность температур по толщине тонкой прокладки, и она слабо деформируется. Это позволяет повы-

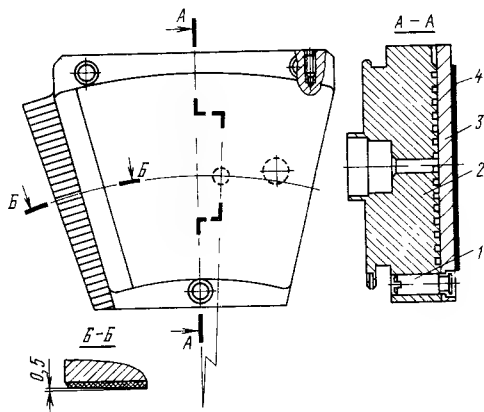


Рис. 3.68. Слоеный сегмент:

- 1 — винт; 2 — основание; 3 — медная прокладка;
4 — баббитовая заливка

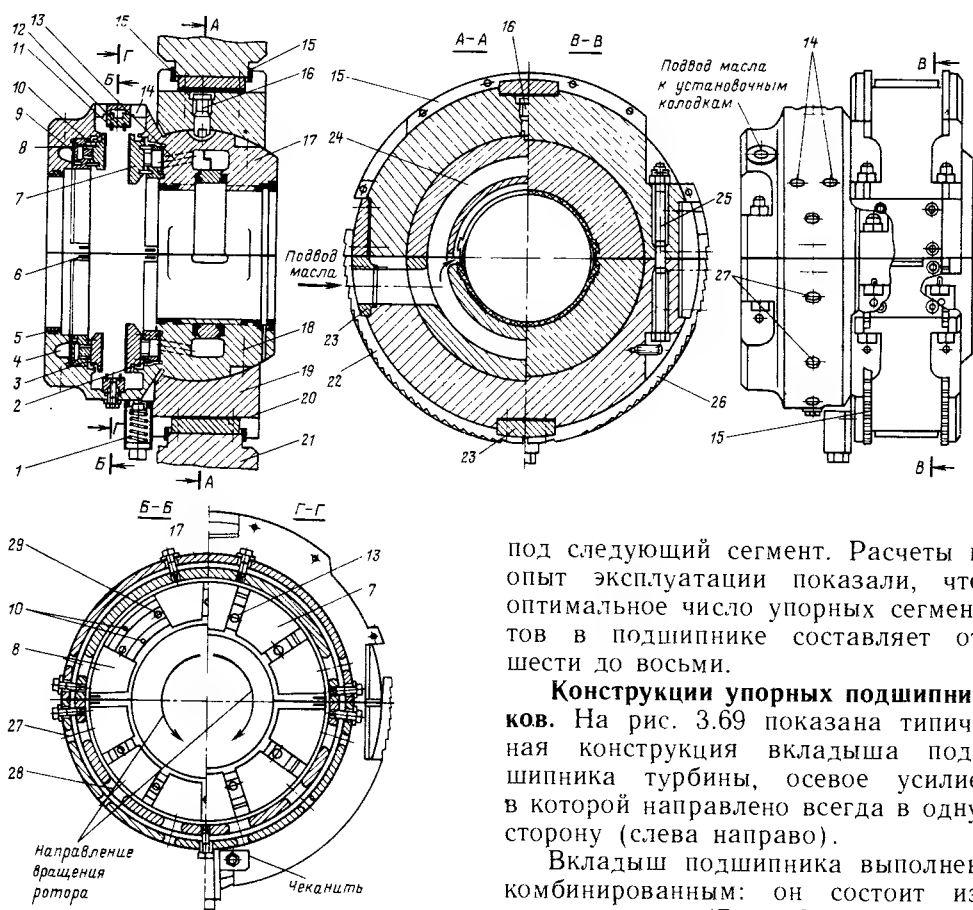


Рис. 3.69. Опорно-упорный подшипник

сдать не только несущую способность сегмента, но и установить ее не на ребре, а на точечной (точнее, пятачковой) опоре. Рассмотренный сегмент удерживается в корпусе с помощью кольцевых запячков.

При одной и той же суммарной поверхности сегментов, обеспечивающих некоторое среднее удельное давление, можно выполнить либо большое число мелких сегментов, либо малое число больших. При малом их числе увеличиваются размеры подшипника, а при большом затрудняется охлаждение: при плотном расположении сегментов горячее масло из-под сегмента не успевает перетечь в корпус и подмешивается к холодному маслу, подаваемому

под следующий сегмент. Расчеты и опыт эксплуатации показали, что оптимальное число упорных сегментов в подшипнике составляет от шести до восьми.

Конструкция упорных подшипников. На рис. 3.69 показана типичная конструкция вкладыша подшипника турбины, осевое усилие в которой направлено всегда в одну сторону (слева направо).

Вкладыш подшипника выполнен комбинированным: он состоит из двух половин 17 и 18 и включает в себя опорную и упорную части. В последней помещены два разъемных по диаметру установочных кольца 2 и 3, закрепляемых во вкладыше стопорными шайбами 6. На установочных кольцах на штифтах 10 свободно устанавливаются рабочие 7 и установочные 8 сегменты. Для точной регулировки осевого разбега служит металлическая прокладка 9.

Вкладыш устанавливается в обойме 19, также состоящей из двух половин, скрепляемых болтами 25. Поверхность вкладыша выполнена сферической, что позволяет несколько поворачивать вкладыш при монтаже, добиваясь строгой параллельности рабочих плоскостей сегментов и упорного гребня, обеспечивая тем самым одинаковость загрузки сегментов. Для исключения

поворота вкладыша в обойме при монтаже под действием силы веса упорной части иногда используют амортизатор 1. После регулировки положения вкладыша его стопорят штифтом 16, на конце которого выполнены две параллельные лыски, а во вкладыше — прорезь, в которую входит конец штифта.

После окончательной регулировки прилегания упорных сегментов к гребню вкладыш закрепляют в обойме с натягом 0,04—0,1 мм. В рабочих условиях натяг становится еще больше из-за большего нагрева вкладыша, чем обоймы. Таким образом, рассматриваемая конструкция является жесткой в том смысле, что при изменении наклона упорного гребня усилия, действующие на отдельные сегменты, не выравниваются.

Обойма устанавливается в корпусе подшипника 21 на колодках 23 и центруется с помощью прокладок 20, установленных под ними.

Осевое положение обоймы вместе с закрепленным в ней вкладышем и расположенным между сегментами 7 и 8 гребнем валопровода регулируется с помощью установочных колец, каждое из которых состоит из двух нижних 22 и 26 и одной верхней 15 частей. Для того чтобы сместить валопровод (например, для установки осевых зазоров в проточной части), надо снять крышку корпуса подшипника, разболтнить обойму и снять крышку вместе с привинченными к ней полукольцами 15. Затем, зацепив за внешние зубрины, можно при установленном роторе «выкатить» установочные кольца 22 и 26. Если, например, необходимо сместить валопровод вправо, то толщина всех трех частей 15, 22 и 26 правого установочного кольца (см. основной вид на рис. 3.69) уменьшается, а левого увеличивается. Затем осуществляется сборка в обратной последовательности.

Масло для смазки подается через боковую колодку 23 в кольцевую

полость 24. Из нее осуществляется смазка шейки вала точно так же, как описанное выше (см. описание опорного подшипника, показанного на рис. 3.60).

Масло для смазки рабочих упорных сегментов из кольцевой полости 24 проходит по наклонным сверлениям 13 и подается к входным ребрам каждого из сегментов 7.

Масло к установочным упорным сегментам 8 подается из камеры 4, куда оно подводится отдельным маслопроводом, по отверстиям 29.

Уплотнение 5, выполненное в виде кольцевой баббитовой заливки, не дает маслу вытекать из камеры установочных сегментов. Таким образом, подаваемое масло заполняет вкладыш упорного подшипника и через шесть отверстий 14 вытекает в корпус подшипника.

Для уменьшения потерь трения вокруг цилиндрической поверхности гребня устанавливается разъемное кольцо 12, в котором закреплены гребешки уплотнения 11. Масло, попавшее между гребешками, дренируется через отверстия 28 и 27, выполненные в нижних половинах уплотнительного кольца и корпуса вкладыша.

Основной недостаток рассмотренной конструкции — фиксированное положение вкладыша во время работы, при котором вследствие поворота упорного гребня усилия, действующие на отдельные упорные сегменты, могут отличаться в 2—2,5 раза.

На рис. 3.70 показан опорно-упорный подшипник с центральным расположением опорного вкладыша, выполненного как одно целое с двумя корпусами упорных подшипников, расположенных симметрично. Такая конструкция целесообразна для мощных современных турбин с промежуточным перегревом пара, в которых осевое усилие может менять свое направление. Валопровод имеет два упорных гребня.

Вкладыш 5 состоит из двух половин, скрепляемых восемью чистыми

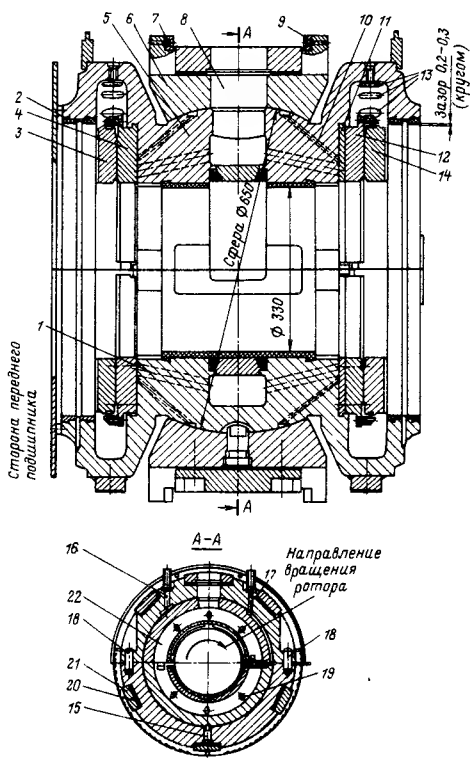


Рис. 3.70. Упорный подшипник турбины Т-250/300-240 ТМЗ

болтами. Вкладыш устанавливается между двумя половинами обоймы 6 со сферической внутренней расточкой. Сферическая поверхность служит для установки плоскости упорных сегментов 3 и 14 параллельно плоскости упорных гребней во время сборки. После сборки половины обоймы фиксируются по отношению друг к другу штифтами 18 и скрепляются шпильками. Для исключения возможности вращения вкладыша в обойме в ее нижней половине устанавливается стопорный штифт 15 с лысками, работа которого описана выше.

Упорные сегменты свободно подвешиваются на разъемных установочных кольцах 2 и 12. Осевой разбег устанавливается с помощью регулировочной прокладки 11. Обойма с закрепленным в ней вкладышем помещается на три колодки 21 и центруется с помощью прокладок

20. Верхняя колодка служит для плотного зажатия обоймы в корпусе подшипника. Осевое положение обоймы с вкладышем и всем валопроводом регулируется кольцами 7 и 9, состоящими из трех частей. Их использование для регулировки осевого положения валопровода описано выше.

Масло к подшипнику подается из аварийной емкости (не показанной на чертеже) по вертикальному каналу 8 в кольцевую полость 22, откуда оно проходит к шейке и через отверстия 19 по сверлениям 1 и отверстиям в установочных кольцах 4 и 12 и в прокладке 11 индивидуально к каждому упорному сегменту. Полости упорных сегментов уплотнены баббитовыми заливками 2.

Корпуса упорных подшипников с вращающимся гребнем и непрерывными подачей и сливом масла представляют собой сложную гидродинамическую систему, в отдельных зонах которой могут возникать вакуумные зоны со вскипанием масла и выделением из него растворенного воздуха. Это может привести к нарушению масляной пленки между гребнем и упорными сегментами. Этому, в частности, способствует дросселирование масла при подводе (см. поз. 8 на рис. 3.56). В рассматриваемой конструкции регулирование расхода масла и регулирование его давления в подшипнике осуществляется не дроссельной диафрагмой на входе, а специальными винтами, ввинчиваемыми в отверстия 13, через которое масло покидает корпуса упорных подшипников. Таким путем удастся избежать образования вакуумных зон.

В аварийных ситуациях, связанных с прекращением подачи масла в аварийную емкость, масло в подшипник по каналу 8 не подается. После отключения генератора от сети во время выбега валопровода масло по трубке аварийной подачи (см. рис. 3.56) по каналу 17 подается на смазку опорной части, а по каналу

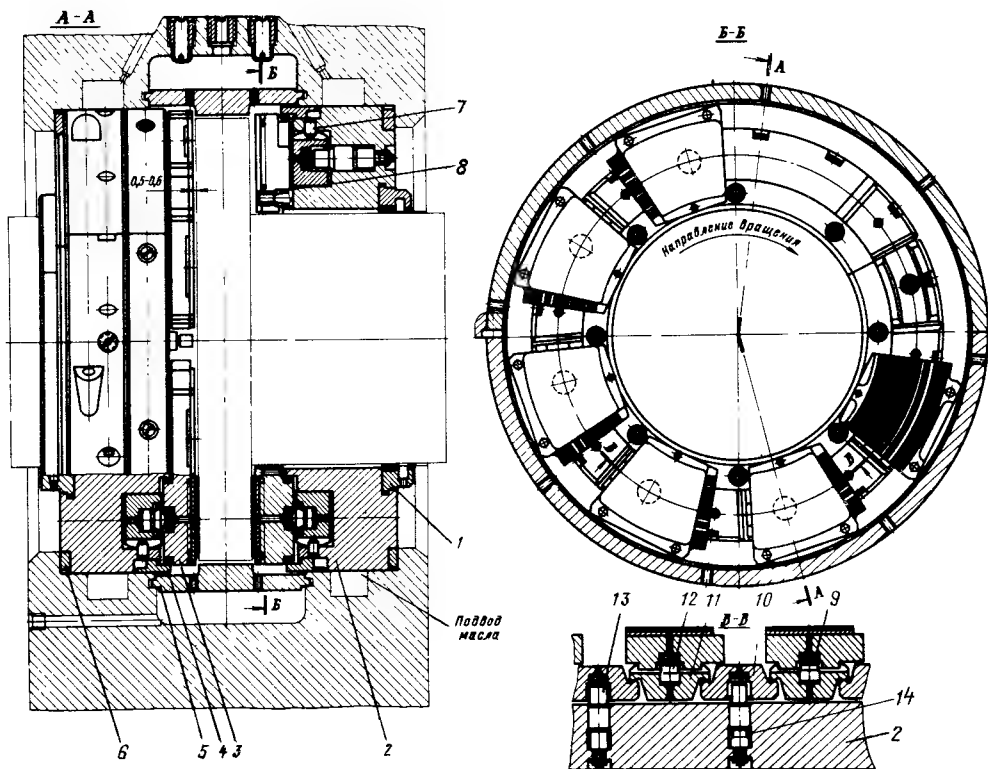


Рис. 3.71 Упорный подшипник турбины К-500-65 3000 ХТЗ:

1 — кольцо уплотнительное, 2 — обойма; 3 — упорный сегмент; 4 — кольцо, 5 — кольцевой штифт, 6 — кольцо установочное, 7 — штифт радиальный, 8 — сопло, 9 — упор плоский; 10 — сухарь опорный, 11 — сухарь сегмента, 12 — упор шаровой; 13 — упор на обойме, 14 — датчик осевых усилий

16 и наклонным сверлениям 10 в смазку упорных сегментов.

На рис. 3.71 показан упорный подшипник, не совмещенный с опорной частью. Подшипник — симметричный, имеет два одинаковых ряда упорных сегментов (слоеных), между которыми помещается гребень подшипника.

В отличие от рассмотренных выше конструкций упорные сегменты устанавливаются не на жесткое кольцо, а на кольцевую выравнивающую систему (см. сечение В—В), автоматически выставляющую рабочие поверхности всех сегментов в одной плоскости и тем самым обеспечивающую одинаковость их загрузки. Несущая способность подшипника при этом возрастает в несколько

раз. Действительно, если гребень подшипника по каким-либо причинам перекосятся, то он нажмет на один из упорных сегментов и его перемещение вслед за гребнем передастся на рычажную систему, которая подаст другие упорные сегменты навстречу гребню. Таким образом, усилия на всех сегментах выравниваются.

Кольцевая замкнутая система монтируется в обойме (по половине в каждой половине обоймы). Для этого в обойме закрепляют упоры, в них устанавливают упорные сухари, а на последние — сухари упорных сегментов. Сами сегменты имеют точечное опирание. Радиальное расположение сухарей обеспечивается штифтами.

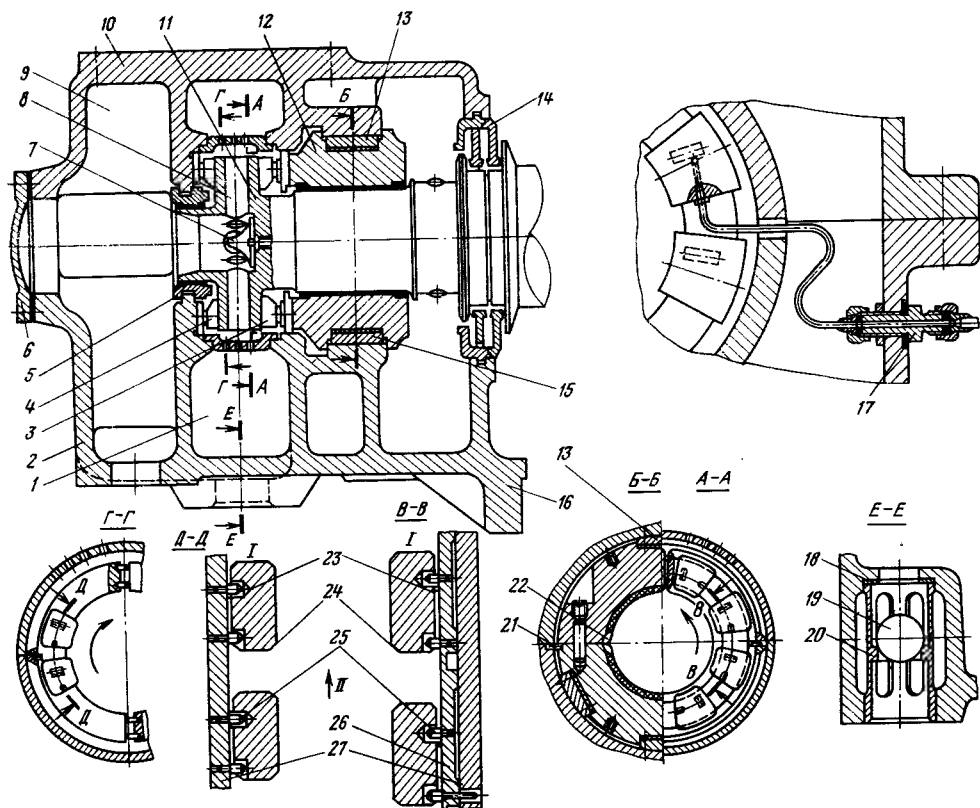


Рис. 3.72. Опорно-упорный подшипник КТЗ:

1 камера нагнетания; 2, 10 корпус и крышка подшипника; 3, 4 - рабочие и установочные упорные сегменты; 5 плавающее уплотнение; 6 крышка; 7 - обтекатель; 8 - радиальные сверления; 9 - камера всасывания; 11 - упорный гребень; 12 - вкладыш опорного подшипника; 13, 15 колодки; 14 - масляное уплотнение; 16 - полуфланец крепления корпуса подшипника к корпусу турбины; 17 - вывод для измерения давления на упорном сегменте; 18 - седло обратного клапана; 19 шарик; 20 - втулка; 21 - стопорная шайба; 22 - маслораздаточный карман; 23 опорная призма; 24 - входные кромки сегмента; 25 штифты; 26 - пружинное кольцо; 27 - регулировочные прокладки

Сегменты от выпадания удерживаются заплеками, которыми они соприкасаются с соответствующими заплеками на обойме и кольце, состоящем из двух половин. Осевой разбег в подшипнике регулируется установочными кольцами.

Масло к подшипнику подается из полости в корпусе подшипника и по специальным сверлениям направляется к соплам, подающим масло под каждый рабочий сегмент. В результате вся полость, занятая упорными сегментами, заполняется маслом и через отверстия в кольцевом щитке, обеспечивающем поджатие масла, стекает в корпус

подшипника, откуда удаляется в масляный бак.

В упорном гребне опорно-упорного подшипника КТЗ (рис. 3.72) выполнены радиальные сверления, соединенные с камерой всасывания, которые служат рабочими каналами главного масляного насоса. Масло поступает от инжектора (см. § 4.1) в полость перед цилиндрической всасывающей камерой в валу турбины и, проходя обтекатель, направляется к радиальным сверлениям. На выходе из них давление масла составляет примерно 0,7 МПа, и с этим давлением оно поступает на смазку рабочих и установочных

упорных сегментов и опорной шейки вала. Таким образом, если обычно для смазки используется масло с давлением 0,2 МПа, то в подшипнике КТЗ оно существенно выше.

Для выравнивания усилий на отдельных сегментах использовано разъемное пружинное кольцо, имеющее ряд радиальных выточек, позволяющих ему несколько прогибаться под действием усилий со стороны рабочих сегментов.

Упорные сегменты баббитовой заливки не имеют. Один из сегментов снабжен измерителем давления в масляной пленке. При его уменьшении до 0,7—0,9 МПа (что свидетельствует об исчезновении масляной пленки) подается сигнал на автоматическое отключение подачи пара в турбину.

Обратный клапан не пропускает масло из напорного маслопровода, давление в котором создается другим насосом (см. гл. 4), во всасывающую камеру и затем в масляный бак, когда турбина имеет малую частоту вращения и давление, развиваемое главным масляным насосом, мало.

Корпуса подшипников и их соединение с турбиной

Корпуса подшипников, иногда называемые опорами валопровода, в которые помещаются вкладыши, можно разделить на три вида: встроенные, выносные и приставные.

Встроенные корпуса подшипников, или просто встроенные подшипники, выполняют совместно с выходным патрубком цилиндра (рис. 3.73). Во внутренний обвод нижней части выходного патрубка с помощью косынок, ребер и подкосов вваривается нижняя часть корпуса подшипника. Таким образом, встроенный подшипник представляет собой единое целое с корпусом турбины. Внутри нижней части корпуса подшипника вваривают полукольца, на которые опираются

колодками вкладыши опорных подшипников.

Верхняя часть корпуса такого подшипника делается съемной и прикрепляется к нижней фланцевым соединением. Корпус подшипника располагают как можно ближе к последней ступени для сокращения осевого габарита турбоагрегата. Крышка корпуса подшипника опускается после установки валопровода и крышки корпуса цилиндра. В тех случаях, когда нет возможности опустить крышку подшипника и продвинуть ее внутрь обвода выходного патрубка, ее выполняют с вертикальным разъемом и закрывают по частям. Выше был показан способ подвода масла к подшипнику, раздачи на вкладыши и слива из них (см. рис. 3.38).

Модификацией встроенного подшипника можно считать подшипник КТЗ (рис. 3.72), который при первой сборке своим полуфланцем прикрепляется к корпусу турбины и в дальнейшем не отсоединяется от него.

Встроенные подшипники используют только там, где температура примыкающего цилиндра невелика и идущая по его металлу теплота не может сильно нагревать корпус подшипника. В основном они используются для опирания роторов ЦНД.

Выносные корпуса подшипников, или просто выносные подшипники, выполняют отдельно стоящими на фундаментальных рамах. Они не связаны жестко с корпусами цилиндров, и их применяют в двух случаях: когда температура примыкающего цилиндра высока или когда велики деформации цилиндра и их нежелательно передавать на опоры валопровода и, следовательно, на сам валопровод. Первый случай характерен для ЦВД и ЦСД, второй — для ЦНД очень мощных турбин с развитыми выходными патрубками.

На рис. 3.74 показан корпус выносного подшипника сварной конструкции, устанавливаемого между цилиндрами турбины. Нижняя поло-

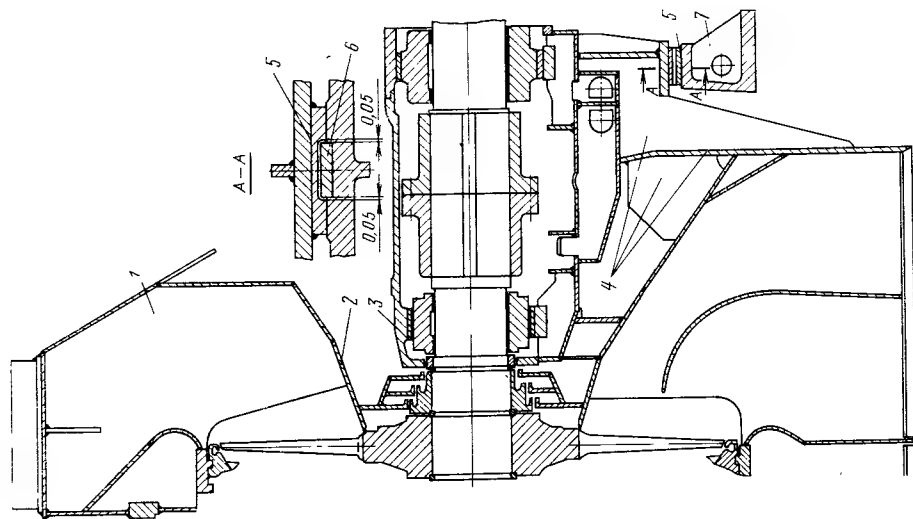


Рис. 3.73. Встроенный подшипник:

1 - выходной патрубок; 2 - внутренний (копировальный) обвод; 3 - крышка подшипника; 4 - ребра; 5 - шпоночный паз; 6 - шпонка; 7 - фундаментная рама

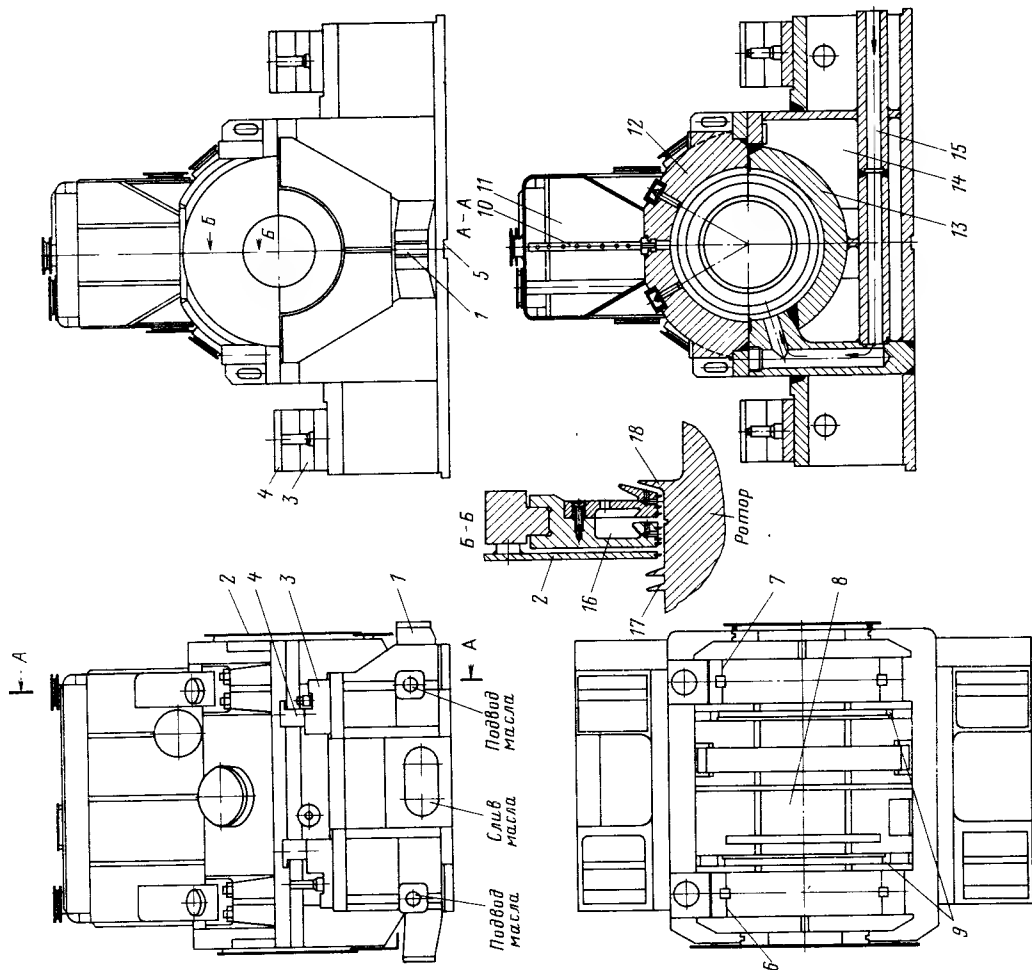


Рис. 3.74. Корпус выносного подшипника турбины Т-250/300-240 ТМЗ

вина корпуса 13 помещается на фундаментную раму. В расточках 6 и 7 располагают вкладыши опорных подшипников, а в пространстве 8 между ними — соединительную муфту. После укладки валопровода корпус подшипника закрывается крышкой 12. Масло к каждому из вкладышей подается по каналам 15. Для того чтобы масло из вкладышей не попадало на муфту, которая при своем вращении будет его вспенивать и насыщать воздухом, в расточки 9 устанавливают разделительные перегородки. Масло, вытекающее из торцов подшипника в пространство 14, собирается на дне его корпуса и направляется в масляный бак.

Корпус подшипника должен быть плотным и не должен допускать утечки из него масла или, наоборот, попадания в него пара или капель воды. В первом случае может возникнуть пожар, во втором будет происходить обводнение масла и его быстрое старение, требующее замены или регенерации. Поэтому корпус подшипника снабжают масляным уплотнением (сечение Б—Б). Масло, текущее вдоль ротора, маслоотбойным выступом 18 отбрасывается внутрь корпуса подшипника, а масляные брызги и пыль попадают в ловушку 16, соединенную (так же, как и отдельные секции лабиринтового уплотнения) с внутренним пространством корпуса подшипника, где специальным эксгаустером поддерживается небольшое разрежение (см. § 4.1). Для исключения попадания пара из концевой уплотнения турбины в корпус подшипника устанавливаются паротбойные кольца 17. Экраны 2 уменьшают тепловой поток от изоляции горячего корпуса турбины на корпус подшипника.

На крышке корпуса подшипника установлена аварийная емкость 11, из которой масло по дозирующей трубке 10 подается при авариях и неполадках в системе маслоснабжения.

В корпусах подшипника и цилиндра помещается единый валопровод, поэтому оси вкладышей подшипников и диафрагм должны всегда совпадать. В конструкциях цилиндров со встроенными подшипниками центровка осуществляется перед приваркой нижней части корпуса подшипника к корпусу турбины и после установки соответствующих прокладок под установочные колодки и в дальнейшем сохраняется при всех режимах. *Выносные подшипники должны быть присоединены к корпусу турбины так, чтобы при любых их температурах сохранялась центровка, а их расширение относительно друг друга было свободным.* Для этого используется система шпончных соединений, обеспечивающая совпадение горизонтальной и вертикальной плоскостей корпусов подшипника и турбины.

Внешние корпуса цилиндров, сочленяемых с выносными подшипниками, выполняют с лапами (см., например, рис. 3.33), а корпуса подшипников — с боковыми площадками — стульями (см. рис. 3.68), на которые опускается и в дальнейшем опирается корпус своими лапами.

Высота стульев подбирается так, чтобы совместить горизонтальные плоскости корпусов подшипника и цилиндра, проходящие через их оси. во время работы. Для этого при монтаже допускают умышленную точно рассчитанную расцентровку: оси внешнего корпуса турбины (или его внутреннего корпуса, или обоймы) располагают ниже оси ротора с таким расчетом, чтобы при работе, когда внешний корпус разогреется, обеспечивалась центровка. В частности, на рис. 3.74 видны четыре стула со специальными поперечными шпонками 3, на которые и кладутся два соседних корпуса своими лапами. Для исключения отрыва лап корпуса от стульев используют скобы 4, устанавливаемые по отношению к лапам с небольшим зазором и не

препятствующие их поперечному расширению (см. ниже).

Для совмещения вертикальных плоскостей корпусов используют вертикальную шпонку 1, входящую в соответствующий паз на корпусе турбины (см. ниже).

Таким образом, соединение корпусов турбины и подшипника с помощью подвески на ступлях и вертикальной шпонки обеспечивает их центровку при любых режимах работы с сохранением свободы тепловых расширений.

Все корпуса подшипников, а также цилиндров, устанавливаемых непосредственно на фундамент, помещают строго на одной линии с помощью продольных шпонок, привинчиваемых к фундаментным рамам. Шпоночные пазы 5 (рис. 3.74) служат для установки корпусов подшипников на эти шпонки.

На рис. 3.75 в увеличенном масштабе показано соединение корпусов турбины с помощью лап для случая, когда корпуса подшипников не закреплены на фундаменте в продоль-

ном направлении и перемещаются по нему вдоль продольных шпонок при тепловом расширении корпуса турбины. Для этого служит поперечная шпонка, входящая в шпоночный паз на лапе корпуса. Тепловые зазоры 0,04—0,08 мм в шпоночном соединении не препятствуют поперечному (по отношению к вертикальной плоскости) смещению лап относительно ступлей подшипника.

Прижимная скоба препятствует отрыву лапы от плоскости опирания. Он может произойти под действием сил от нескомпенсированных тепловых расширений паропроводов, присоединенных к корпусу турбины, или от реактивного крутящего момента, приложенного к корпусу турбины через сопловые лопатки, диафрагмы и обоймы. Вместе с тем зазор не препятствует расширению лапы вдоль поперечной шпонки, так как между скобой и лапой оставляют тепловой зазор 0,04—0,08 мм.

Рассмотренная конструкция соединения корпусов подшипника и турбины, вообще говоря, не обеспечивает строгой центровки на всех режимах работы. Связано это с тем, что плоскость опирания нижней половины корпуса турбины отстоит на расстоянии от плоскости разреза и на расстоянии А от опорной поверхности стула подшипника. Поэтому если при каком-либо режиме, например при номинальном, специально введенная монтажная расцентровка (см. выше) обеспечивает совпадение плоскости разреза с осью ротора, то при другом режиме, когда температура поперечной шпонки или лапы будет другой, центровка нарушится из-за различных вертикальных температурных перемещений шпонки и лапы.

Таким недостатком не обладает конструкция, в которой корпус турбины подвешивается на корпус подшипника строго на уровне разреза лапами, выполненными на продолжении фланцев крышки корпуса

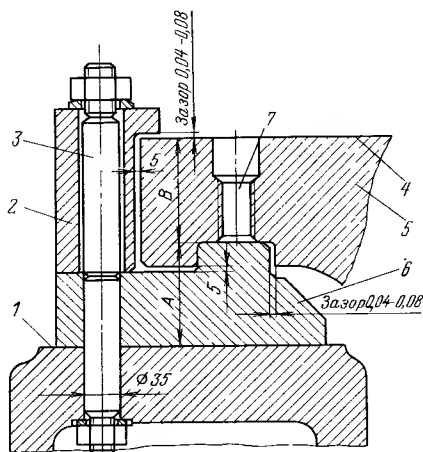


Рис. 3.75. Опираие корпуса турбины на подшипник с помощью лап:

1 — опорная поверхность стула подшипника; 2 — прижимная скоба; 3 — болт; 4 — плоскость разреза турбины; 5 — лапа; 6 — поперечная шпонка; 7 — отверстие для установки динамометра

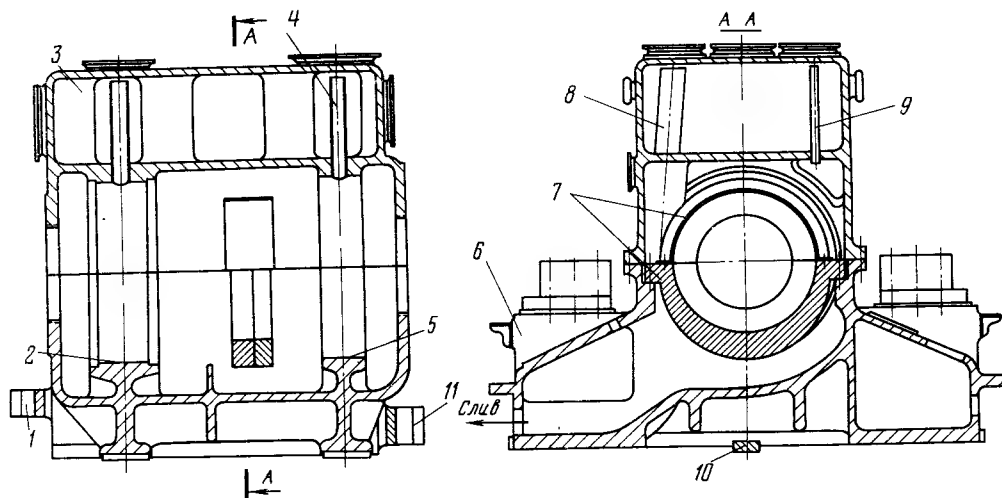


Рис. 3.78. Литой корпус среднего подшипника турбины К-800-240 ЛМЗ:

1, 11 — вертикальные шпонки; 2 — расточка для размещения обоймы опорно-упорного подшипника; 3 — аварийная емкость; 4 — маслопроводы подачи масла к подшипникам; 5 — расточка для размещения опорного подшипника; 6 — приливы с размещенными на них поперечными шпонками; 7 — кожух муфты; 8 — труба подачи масла в аварийную емкость; 9 — переливная труба; 10 — продольная шпонка

турбины и подшипника. Опираие корпуса подшипника на фундамент позволяет увеличить жесткость опоры по сравнению со встроенными подшипниками.

3.7. УСТАНОВКА ТУРБОАГРЕГАТА НА ФУНДАМЕНТЕ

Фундамент турбоагрегата

Турбоагрегат, в общем случае состоящий из многоцилиндровой турбины и электрического генератора, устанавливают на специальное строение, называемое фундаментом. Фундамент служит двум целям:

1) обеспечить на всех режимах работы такое положение корпусов подшипника и цилиндров турбины, при котором не возникает интенсивных вибраций;

2) помочь компактно разместить все основное и вспомогательное оборудование турбоустановки и сократить затраты на строительство здания электростанции.

В турбостроении используют два

вида фундаментов: рамные и монолитные.

Типичный фундамент рамной конструкции показан на рис. 3.79. Он состоит из верхней и нижней фундаментных плит, связанных вертикальными колоннами. Верхняя фундаментная плита образована продольными и поперечными балками. Последние часто называют ригелями. Нижняя фундаментная плита, часто достигающая толщины 2—3 м, кладется на специально подготовленное грунтовое основание. Она должна исключить деформацию фундамента при его неравномерной осадке на грунте.

На фундамент действуют значительные нагрузки от веса оборудования, установленного на нем, от сил трения, вызванных расширением турбины по фундаментным рамам, и от вибрации.

При достаточной жесткости всех элементов фундамента плита не будет деформироваться, исключая неодинаковость смещений опор турбоагрегата и появления вибрации, и приводит к быстрому износу подшипников и уплотнений.

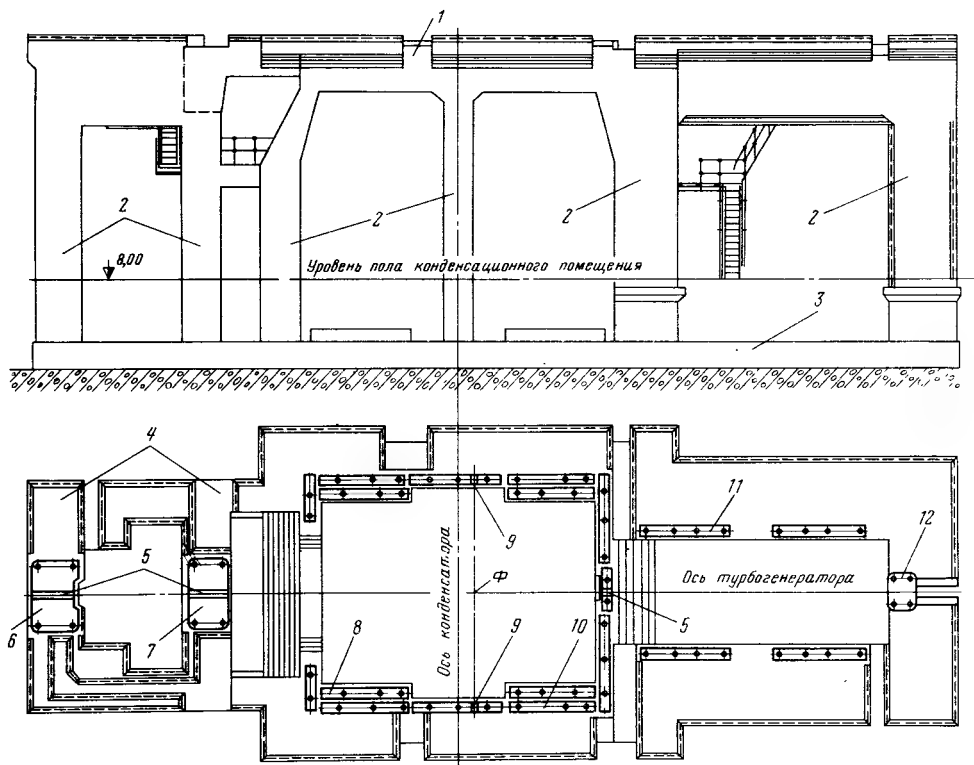


Рис. 3.79. Фундамент турбоагрегата К-300-240 ХТЗ:

1 — верхняя фундаментная плита; 2 — колонны; 3 — нижняя фундаментная плита; 4 — ригели; 5 — пазы под продольные шпонки; 6, 7 — фундаментные рамы переднего и среднего подшипников; 8 — фундаментные рамы опор конденсатора; 9 — пазы под поперечные шпонки; 10, 11, 12 — фундаментные рамы соответственно опор ЦНД, опор генератора и аппарата щеткодержателей; Φ — фиксипункт турбины

Пространство между верхней и нижней фундаментными плитами называется конденсационным. Оно используется для размещения конденсатора, масляного бака и масляных насосов, конденсатных насосов и другого вспомогательного оборудования.

Пример монолитного фундамента показан на рис. 3.80. Его используют тогда, когда конденсатор располагают не под турбиной, а по ее сторонам на таком же уровне. Применяют монолитные фундаменты для некоторых тихоходных турбин, масса и габариты которых не позволяют выполнить рамный фундамент с необходимой жесткостью.

Опираение турбоагрегата на фундамент

Турбоагрегат устанавливается на фундаментные рамы, которые с помощью подливки бетоном и специальных фундаментных болтов закрепляются в верхней фундаментной плите.

В качестве примера на рис. 3.79 показаны места установки фундаментных рам под турбоагрегат К-300-240 ХТЗ. Передний подшипник ЦВД и средний подшипник (между ЦВД и ЦСД) турбоагрегата — выносные. Поэтому они помещаются на отдельные мощные фундаментные рамы, заливаемые в ригели. Задний подшипник ЦСД и ЦНД имеет встро-

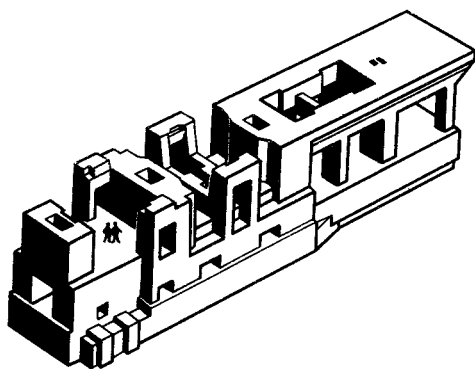


Рис. 3.80. Фундамент турбины К-500-60/1500 ХТЗ

енные подшипники, поэтому эти цилиндры устанавливаются на опорный пояс (см. рис. 3.38) из многочисленных узких фундаментных рам. На аналогичные рамы устанавливают и корпус генератора и возбуждателя.

Все фундаментные рамы закрепляют в верхней фундаментной плите таким образом, чтобы их верхние поверхности лежали в одной плоскости. На рис. 3.81 показаны два используемых способа установки фундаментных рам. Первый способ — установка на закладные рамы через постоянную прокладку, толщину которой подбирают так, чтобы совместить плоскости всех фундаментных рам. Второй способ состоит в использовании парных клиньев, помещаемых прямо на фундамент и позволяющих отрегулировать поло-

жение поверхности фундаментной рамы.

Способ установки отдельных цилиндров зависит от условий их работы.

Установка ЦВД. Для ЦВД турбин характерны высокие температуры как в области паровпуска, так и на выходе. Скажем, для турбины ТЭС температура пара, поступающего в цилиндр, составляет $500-510^{\circ}\text{C}$, а на выходе $300-360^{\circ}\text{C}$. Для турбин АЭС эти температуры существенно ниже, однако и они достаточно велики по сравнению с температурой корпусов подшипников, температура масла на выходе из которых обычно не превышает $60-65^{\circ}\text{C}$. Поэтому подшипники ЦВД должны быть выносной конструкции, а их соединение с корпусом турбины должно обеспечивать центровку и свободу тепловых расширений.

Установка ЦВД на фундаменте показана на рис. 3.82. Корпус турбины лапами подвешивается на стулья выносных подшипников так, как описано в § 3.6, и центрируется по отношению к ним вертикальными шпонками. Под корпусами подшипников в вертикальной плоскости установлены продольные шпонки, вдоль которых они могут перемещаться при тепловых расширениях корпуса ЦВД или под действием сил от соседних цилиндров.

Корпуса подшипников скользят по фундаментным рамам вдоль про-

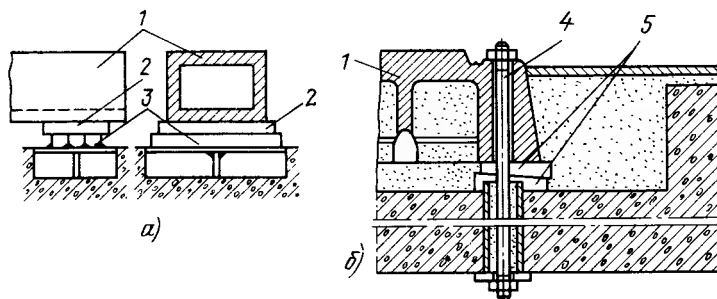


Рис. 3.81. Установка фундаментных рам на закладных рамах (а) и с помощью парных клиньев (б):

1 — фундаментная рама; 2 — прокладка; 3 — закладная рама; 4 — фундаментный болт; 5 — парные клинья

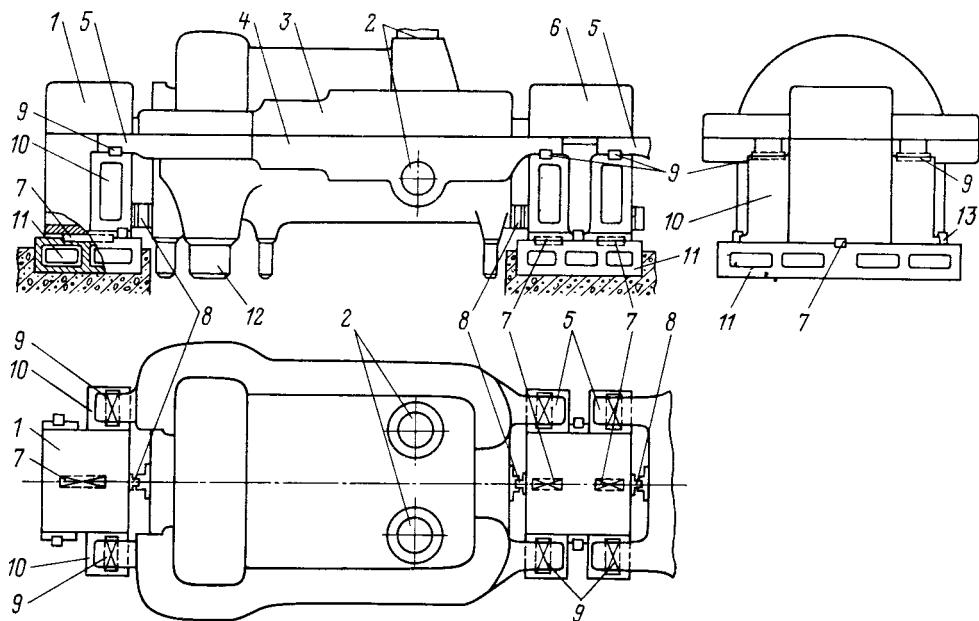


Рис. 3.82. Установка ЦВД на фундаменте:

1, 6 - передний и средний подшипники; 2 - паровпускные патрубки; 3, 4 - верхний и нижний фланцы; 5 - лапы; 7, 8 - продольные и вертикальные шпонки; 9 - поперечные шпонки лап; 10 - ступля подшипников; 11 - фундаментные рамы; 12 - выходной патрубок; 13 - прижимная скоба

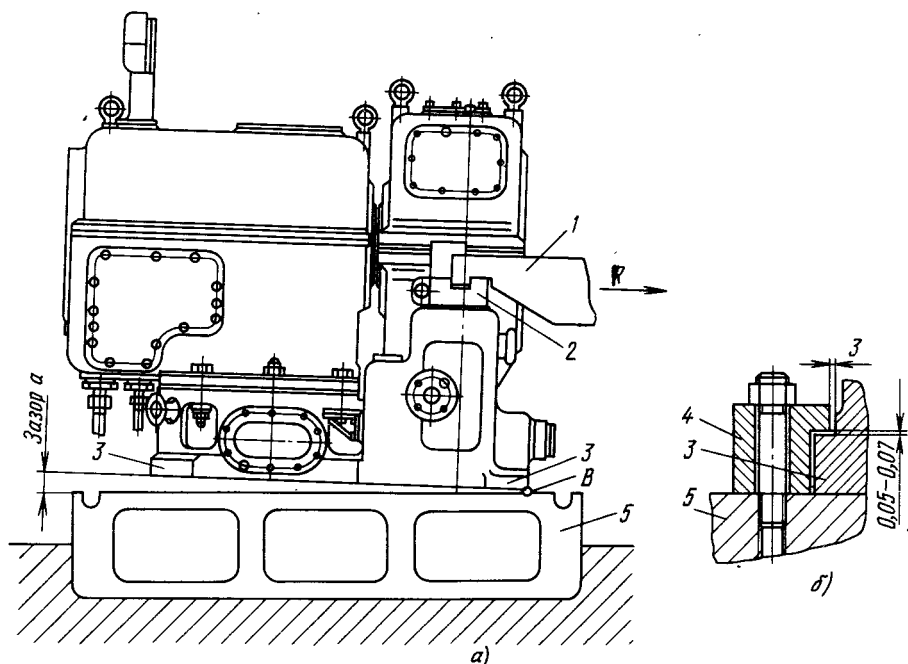


Рис. 3.83. Крепление корпуса подшипника к фундаментной раме:

а - «опрокидывание» подшипника при отсутствии прижимных скоб; б - крепление корпуса подшипника к фундаментной раме прижимными скобами

дольных шпонок только при малых силах трения между поверхностями фундаментных рам и опорными поверхностями корпусов подшипников и при отсутствии в шпонках перекося. В противном случае возникает явление «опрокидывания» корпуса подшипника (рис. 3.83). Например, при уменьшении мощности турбины температура в ЦВД уменьшается, его корпус сокращается и от лапы 1 к шпонке 2 прикладывается усилие R . Под его действием корпус может повернуться около точки B с появлением зазора a . При этом будет возникать перекося вкладыша относительно шейки вала и его износ. Для исключения «опрокидывания» корпуса подшипника его основание выполняют с фланцами 3, за которые он удерживается с помощью прижимных скоб 4, прикрепляемых к фундаментной раме 5.

Прижимные скобы устанавливают по отношению к фланцу с тепловым зазором 0,04—0,08 мм, не препятствующим свободному продольному перемещению корпуса, но не допускающим отрыва корпуса подшипника от фундаментных рам.

Поскольку при нагреве корпуса турбины сила R будет приложена в противоположную сторону и зазор может возникнуть в точке B , корпус подшипника снабжается четырьмя прижимными скобами, расположенными по его сторонам.

Установка ЦНД. Для работы двухпоточных ЦНД мощных турбин характерны низкие температуры, и поэтому корпуса их подшипников выполняют встроенными или приставными. При этом на фундаментные рамы устанавливается сам корпус ЦНД. Для этого несколько ниже горизонтального разъема по периметру выходной части выполняют опорный пояс (см. рис. 3.38), которым корпус опирается на узкие фундаментные рамы, показанные на рис. 3.79.

Установка ЦСД. Способ установки ЦСД турбин с промежуточным перегревом пара зависит от темпе-

ратуры его концевых частей. Горячая часть корпуса устанавливается на выносной подшипник ЦВД (см. рис. 3.82). Холодная часть может иметь встроенный подшипник или опираться непосредственно на фундамент.

Установка всего турбоагрегата. Как мы уже знаем, современный мощный турбоагрегат представляет собой сложную конструкцию из четырех-пяти цилиндров и генератора с единым валопроводом. Радиальные зазоры в турбине находятся на уровне 1—1,5 мм, осевые — 2—7 мм. При монтаже турбины установить даже меньшие зазоры не представляет особого труда. Однако должны быть исключены задевания при любых режимах работы, когда температура корпусов цилиндров и подшипников будет существенно отличаться от температуры при монтаже. Для этого весь турбоагрегат устанавливается на фундамент вполне определенным образом, обеспечивающим его свободное, но вполне определенное тепловое расширение с помощью направляющих шпонок.

Поясним опирание турбины на фундамент с помощью рис. 3.84. Турбоагрегат состоит из ЦВД, ЦСД и двух ЦНД. Цилиндры высокого и среднего давления опираются на выносные подшипники 1 и 3. Все ЦНД имеют встроенные подшипники, причем к корпусу первого из них приварены горизонтальные площадки, на которые установлен своими лапами ЦСД.

В вертикальных плоскостях всех корпусов цилиндров и подшипников между ними и фундаментными рамами установлены продольные шпонки, вдоль которых может перемещаться турбоагрегат. Для того чтобы он не перемещался вдоль продольных шпонок произвольным образом под действием вибрации или теплового расширения присоединенных трубопроводов, на фундаментных рамах устанавливают поперечные шпонки. Пересечение горизонтальной плоскости фундаментных рам, вертикаль-

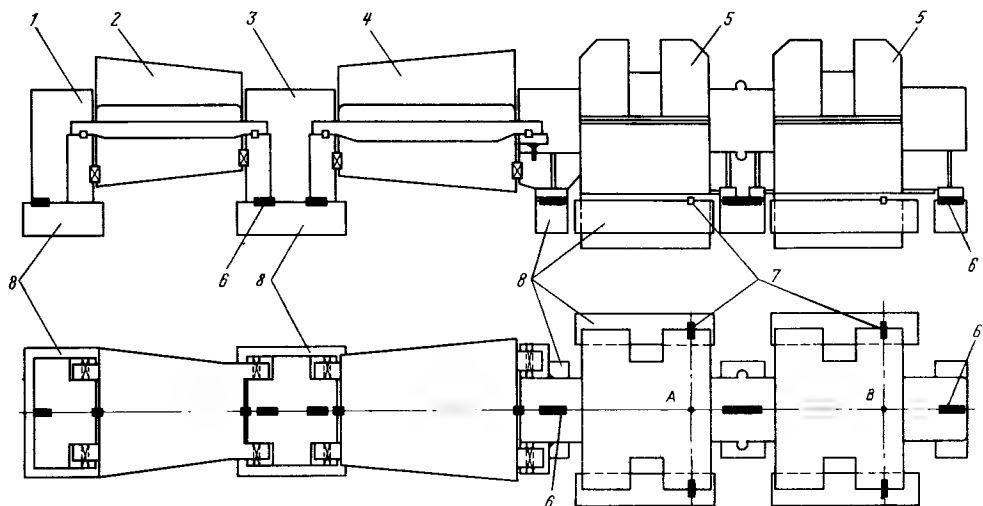


Рис. 3.84. Установка многоцилиндровой турбины на фундаменте:

1 — передний подшипник; 2 — ЦВД; 3 — средний подшипник; 4 — ЦСД; 5 — ЦНД; 6 — продольные шпонки; 7 — поперечные шпонки; 8 — фундаментные рамы

ной плоскости турбоагрегата и осей поперечных шпонок образует фикс-пункты — неподвижные в пространстве точки, относительно которых происходит тепловое расширение и перемещение турбоагрегата. Турбоагрегат, показанный на рис. 3.84, имеет два фикс-пункта. От первого из них (точка А) ЦНД, ЦСД и ЦВД расширяются и сокращаются вдоль продольных шпонок как единое целое. Второй фикс-пункт (точка В) фиксирует положение второго ЦНД. Для того чтобы не препятствовать взаимному перемещению ЦНД, корпус подшипника, расположенный между ними, снабжен гибким элементом.

На приведенном выше рис. 3.79 показаны пазы под продольные и поперечные шпонки и фикс-пункт турбины.

Принципиально фикс-пункт может быть в любом месте опирания турбины на фундаментные рамы. Чаще всего его располагают в районе выходных патрубков ЦНД. В турбинах с конденсацией пара это позволяет избежать значительных перемещений конденсатора, масса которого с водой может превышать массу турби-

ны, а в турбинах с противодавлением — трудно деформируемых паропроводов большого диаметра. При этом, однако, на корпусах ЦВД и ЦСД могут возникать усилия от некомпенсированных тепловых расширений и паропроводов свежего пара и пара промежуточного перегрева. Поэтому выбор расположения фикс-пунктов и их числа осуществляется с учетом этих факторов. Различные другие варианты установки и организации тепловых расширений турбин мы рассмотрим ниже, в гл. 6 при описании конструкций конкретных турбин.

3.8. ВАЛОПОВОРОТНЫЕ УСТРОЙСТВА ПАРОВЫХ ТУРБИН

Валоповоротные устройства служат для медленного вращения валопровода турбины, исключая его изгиб из-за температурной неравномерности по сечению, появления вибрации и задеваний вращающихся деталей о неподвижные. Необходимость в работе валоповоротного устройства возникает при пуске и остановке.

При пуске турбины для создания внутри нее и в конденсаторе разрежения на концевые уплотнения подается пар и включается отсос воздуха. Если уплотняющий пар подать в турбину с неподвижным ротором, то температура его поверхности по окружности станет различной. Соответствующим образом будет изменяться температурное удлинение его отдельных волокон, и в результате ротор изогнется. Это может привести к вибрации, выборке радиальных зазоров и заеданиям с тяжелой аварией.

Еще хуже будет при остановке турбины. Остановленный горячий ротор снизу будет остывать быстрее, чем сверху, и в результате также возникнет изгиб ротора.

Для исключения этих явлений используется валоповоротное устройство, представляющее собой электродвигатель мощностью в несколько десятков киловатт и понижающий редуктор, приводящий ротор с частотой вращения 4—30 об/мин. Все валоповоротные устройства выполняют полуавтоматическими: включают они машинистом, а выключаются автоматически при достижении турбиной частоты вращения большей, чем частота вращения валоповоротного устройства.

На рис. 3.85 показано валоповоротное устройство, применяемое на турбинах ТМЗ. Аналогичная конструкция используется и ЛМЗ. Вал турбины приводится во вращение электродвигателем 5 последовательно через червяк 7, червячное колесо 8, вал 3 и шестерни 4 и 2 с косыми зубьями. Шестерня 2 напрессована на полумуфту 1, что и обеспечивает вращение вала паровой турбины.

Шестерня 4 может перемещаться по валу 3 по винтовой нарезке. В крайнем правом положении она находится в зацеплении с шестерней 2, обеспечивая вращение валопровода турбины. В крайнем левом положении, показанном на рис. 3.85 штриховыми линиями, шестерни 4 и 2 рас-

цеплены и валопровод турбины не вращается даже при работающем электродвигателе 5.

Для включения валоповоротного устройства освобождают специальную защелку, удерживающую шестерню 4 в крайнем левом положении, и, поворачивая рычагом 9 вал 10, с помощью вилки 11 подают шестерню 4 вправо по винтовой нарезке, вращая одновременно червяк 7 маховиком 6. При этом шестерня 4 будет перемещаться вправо, входя в зацепление с шестерней 2. При полном зацеплении (в крайнем правом положении) рычаг 9 нажмет на концевой выключатель и включит электродвигатель 5, который начнет вращать валопровод турбины. В дальнейшем зацепление шестерен будет обеспечиваться до тех пор, пока электродвигатель будет вращать валопровод турбины, так как осевое усилие, действующее на косые зубья шестерни 4, будет направлено слева направо.

При необходимости отключить валоповоротное устройство, когда оно приводит валопровод турбины, операции выполняют в обратном порядке.

При подаче пара в турбину ее валопровод начинает вращаться за счет энергии расширяющегося пара. При превышении частоты вращения, обеспечиваемой валоповоротным устройством, осевое усилие на шестерне 4 изменяет направление и она автоматически перемещается в крайнее левое положение, выводя из работы валоповоротное устройство.

На рис. 3.86 показано валоповоротное устройство, применяемое ХТЗ для мощных турбин для АЭС при использовании гидростатического подъема валопровода. Оно состоит из электродвигателя, гидромуфты (§ 4.2), червячной и зубчатой передач. Мы отметим, что гидромуфта — это устройство, позволяющее передать вращение с вала электродвигателя на червяк не с помощью механического контакта (например, зубчатой передачи), а с помощью сил

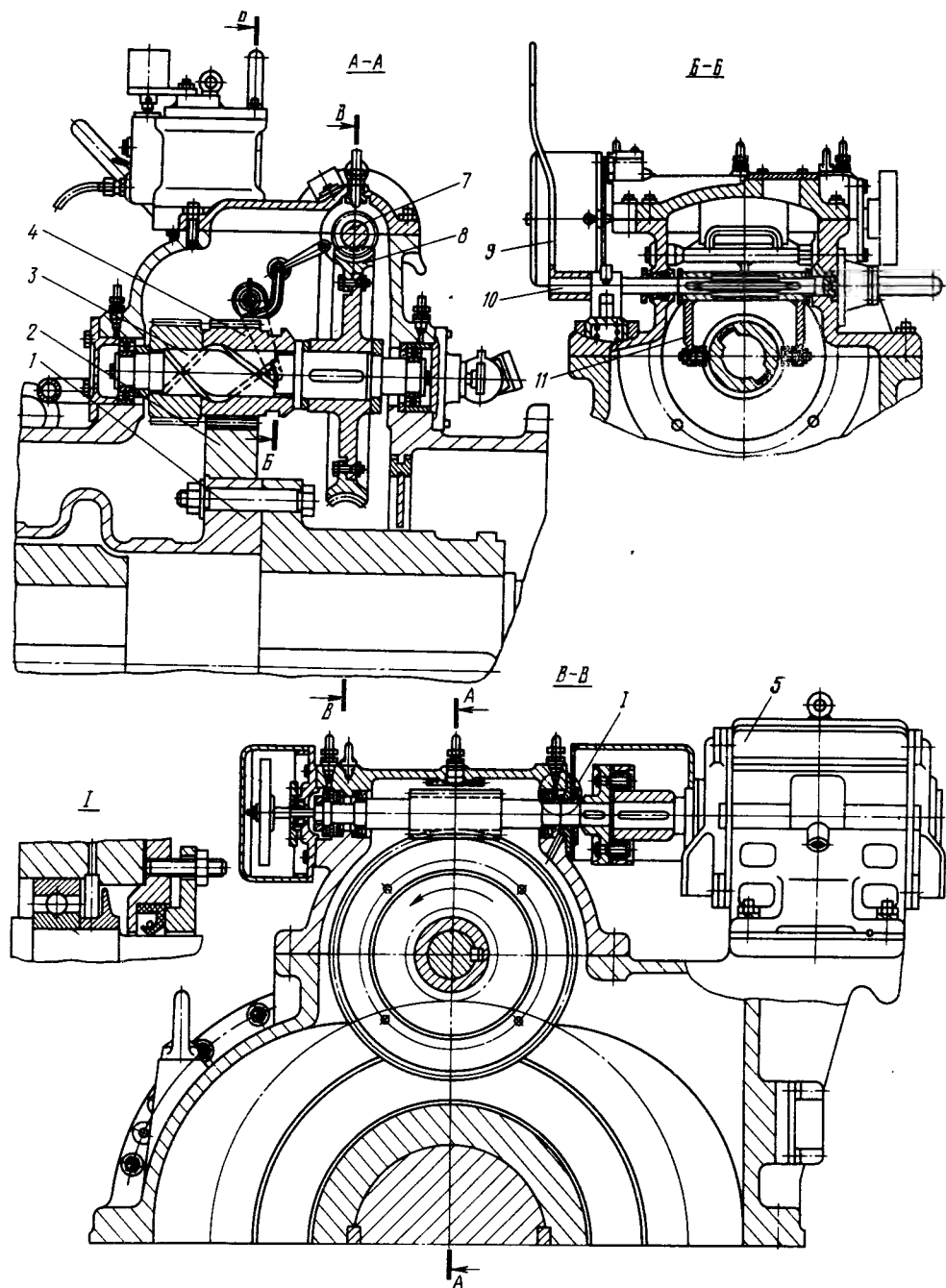


Рис. 3.85. Валоповоротное устройство турбин ТМЗ

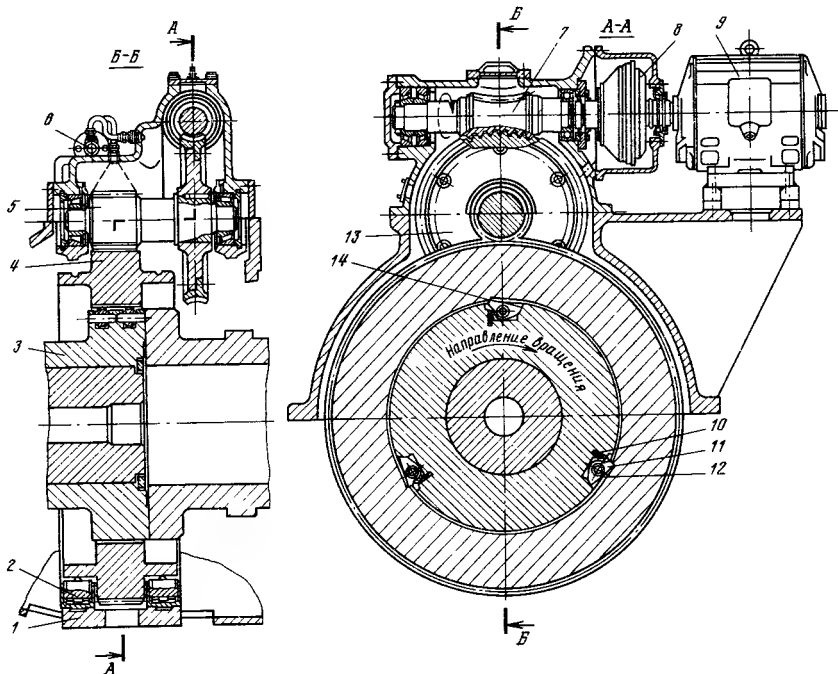


Рис. 3.86. Валоповоротное устройство турбины К-500-65/3000 ХТЗ:

1 — корпус ЦНД; 2 — опора качения; 3 — ротор турбины; 4 — зубчатое колесо; 5 — вал-шестерня; 6 — коллектор смазки; 7 — червяк; 8 — гидромуфта; 9 — электродвигатель; 10 — пружина кулака; 11 — кулак; 12 — ось кулака; 13 — червячное колесо; 14 — поверхность контакта кулака и ротора турбины

трения между ведущим и ведомым роторами через масляный слой.

При включении валоповоротного устройства вращение с зубчатого колеса 4 передается на ротор турбины с помощью трех кулаков через поверхность контакта 14. Центр тяжести кулаков расположен так, что возникающая при вращении центробежная сила стремится их утопить в роторе и разъединить ротор и шестерню 4. Этому противодействует плоская пружина. При малой частоте вращения пружина преодолевает центробежную силу кулака и поэтому ротор и шестерня находятся в зацеплении. При достижении частоты вращения 180 мин^{-1} центробежная сила преодолевает усилие пружины и происходит расцепление ротора и шестерни. Шестерня при этом вращается на специальных опорах качения, установленных в корпусе.

Контрольные вопросы и задачи

1. В корневом сечении рабочей лопатки действует центробежная сила, равная 1,25 МН. Каковы напряжения в лопатке, если площадь ее корневого сечения 30 см^2 ? Каковы запасы по пределу текучести, если лопатку выполнить из стали 2Х13 и ЭИ-802 (см. табл. 3.3)?
2. При какой длине трещины произойдет отрыв лопатки, данные по которой приведены в предыдущей задаче, если вязкость разрушения ее материала $K_{IC} = 90 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{-3/2}$?
3. К каким последствиям приводит ползучесть материала?
4. Чем отличается усталость от ползучести и статической прочности?
5. В чем состоит явление роста чугуна? Для каких деталей турбин оно опасно?
6. В чем разница в условиях работы рабочих лопаток первой и последней ступени турбин с конденсацией пара?
7. Какие элементы разгружают запячки в хвостовых соединениях Т-образного и грибового типов?
8. Каково назначение бандажа?
9. Почему на лопатках последней ступени не устанавливают накладные лопаточные бандажи?

10. В чем разница в назначении демпферных и паяных бандажей?

11. Перечислите функции цельнофрезерованного бандаж рабочих лопаток последних ступеней турбины.

12. Почему вильчатые хвосты делают с большим числом вилок, а грибовидные — с большим числом опорных поверхностей?

13. Какого типа хвостовое соединение наиболее удобно для замены рабочих лопаток в условиях электростанции?

14. Почему рабочие лопатки регулирующих ступеней выполняют с хордой, большей чем у многих последующих ступеней?

15. В чем разница в условиях работы регулирующей и последующих ступеней турбины?

16. Можно ли для уменьшения эрозии лопаток последних ступеней турбин одноконтурных АЭС использовать стеллитовые накладки?

17. Почему для роторов ЦВД турбин на высокие начальные параметры нельзя использовать сборные роторы?

18. При одинаковых размерах проточной части ротор ЦНД можно выполнить сборным или сварным. Какой из них прочнее?

19. Для каких цилиндров применяют комбинированные роторы?

20. Назовите типы соединительных муфт, используемых для валопроводов турбоагрегатов.

21. В чем преимущества и недостатки соединительных муфт различного типа?

22. Каковы требования к сборке муфт?

23. В чем преимущества и недостатки двухстенных корпусов перед одностенными?

24. В чем состоит главный принцип установки внутреннего корпуса во внешнем при двухстенной конструкции; как он реализуется?

25. Почему корпуса ЦНД выполняют сварными, а не литыми?

26. В чем преимущества двухстенных корпусов ЦНД?

27. Какие меры применяются при изготовлении корпусных деталей турбин АЭС для уменьшения щелевой эрозии?

28. Почему для корпусных деталей турбин АЭС избегают применять чугун?

29. В чем преимущества и недостатки использования обойм?

30. Каков принцип установки диафрагм в корпусе турбины?

31. Почему в ЦВД не применяют литых диафрагм?

32. Как диафрагмы устанавливаются в обойме или в корпусе турбины?

33. Перечислите основные требования к уплотнениям.

34. В чем принципиальное различие в работе гидродинамического и гидростатического подшипников?

35. Как в опорном подшипнике изменяется положение оси расточки вкладыша?

36. Перечислите требования, предъявляемые к опорным подшипникам.

37. Для какой цели во вкладыше выполняют баббитовую заливку?

38. Назовите типы применяемых опорных подшипников, их преимущества и недостатки.

39. Что такое виброустойчивость и демпфирующая способность опорного подшипника?

40. В чем преимущества сегментных опорных подшипников?

41. Каково назначение сферической опоры вкладыша опорного подшипника?

42. Что такое гидродъем роторов и для чего он используется?

43. Какова роль упорного подшипника в турбине?

44. Какова роль баббитовой заливки упорных сегментов упорного подшипника?

45. Чем определяется осевая сила, действующая на упорный сегмент?

46. Что такое разбег в подшипнике и из каких соображений он выбирается?

47. Что такое осевой сдвиг ротора и как его предупреждают?

48. В чем преимущество слоеных упорных сегментов?

49. С помощью каких деталей устанавливаются осевые зазоры в проточной части турбины?

50. Какова роль опорной сферической поверхности вкладыша в упорном подшипнике?

51. Какими конструктивными мерами выравниваются усилия на отдельные сегменты упорного подшипника?

52. Назовите типы используемых корпусов подшипников паровых турбин.

53. В чем преимущества встроенных подшипников, для каких цилиндров их используют и почему?

54. Для каких цилиндров и почему используют выносные корпуса подшипников?

55. Каким образом корпус выносного подшипника соединяется с корпусом турбины?

56. Для какой цели корпус подшипника снабжают уплотнением?

57. Каково назначение прижимных скоб и как они устанавливаются?

58. В чем преимущества приставных подшипников перед встроенными?

59. Назовите типы фундаментов, используемых под турбоагрегаты.

60. Каково основное требование к фундаменту турбоагрегата?

61. Назовите основные элементы рамного фундамента.

62. В чем разница в установке корпусов ЦВД и ЦНД?

63. Как турбина устанавливается на фундамент?

64. Что такое фикспункт турбины?

65. Для чего необходимо валоповоротное устройство в турбине и когда оно используется?

66. Из каких соображений выбирают места расположения фикспунктов?

СИСТЕМЫ СМАЗКИ, РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

4.1. СИСТЕМЫ СМАЗКИ ПОДШИПНИКОВ

Надежная работа подшипников турбины и генератора возможна только при непрерывной подаче смазки, в качестве которой применяют органическое или синтетическое масло.

В тех случаях, когда масло, используемое в системах смазки, одновременно применяется и в качестве рабочей жидкости системы регулирования, система смазки становится частью общей системы маслоснабжения. В современных мощных турбинах в качестве рабочей жидкости иногда используют негорючие синтетические жидкости или воду, а в системе смазки — чаще всего органические масла, тогда система смазки является автономной.

В блочных ПТУ в общую систему смазки входят также подшипники приводной турбины питательного насоса. На ТЭС с поперечными связями по пару и конденсату смазка подшипников питательной установки автономна.

К системам смазки предъявляется ряд требований.

Первое из них — высокая надежность системы. Для ее обеспечения применяют дублирование и резервирование элементов, а также используют несколько независимых контуров защит.

Второе требование — пожаробезопасность. Органическое масло, применяемое в основном в системах смазки, возгорается при температуре 370 °С. Поэтому в условиях эксплуатации должно быть исключено попадание масла на горячие части турбины, паропроводы и т. д.

Третье требование — система должна обеспечить возможность длительного использования масла (8—10 лет). Высокая стоимость масла (особенно негорючих жидкостей), в больших количе-

ствах используемого на электростанциях, не позволяет производить его частую смену. Поэтому контроль качества масла и эксплуатация масляных системы должны производиться так, чтобы обеспечить сохранение пригодности масла к эксплуатации в течение длительного времени.

Смазка турбоагрегата

На рис. 4.1 приведена схема смазки турбоагрегата, в которой турбинное масло используется и в системе смазки, и в системе регулирования.

С валом турбоагрегата, состоящего из ЦВД, ЦСД, ЦНД и электрического генератора, с помощью муфты связано колесо главного масляного насоса 1. Масло, поступающее во всасывающий патрубок насоса из масляного бака 2, под давлением подается в системы смазки и регулирования, а его небольшая часть используется для работы струйных насосов — инжекторов 3, 4.

Расположение насоса на одном валу с турбиной требует вполне определенного размещения оборудования в машинном зале электростанции. Дело в том, что для надежной работы центробежного насоса необходимо иметь избыточное давление (подпор) во всасывающем патрубке, так как возникновение в нем даже на короткое время разрежения может привести к попаданию в рабочее колесо воздуха и «срыву» насоса: разрыв масляного потока на всасывающей стороне делает невозможным подкачивание масла из масляного бака и дальнейшую работу насоса без останова, заполнения его маслом и повторного пуска.

Для создания подпора на всасывающей стороне насоса принципиально можно было бы расположить масляный бак выше его оси, т. е. над турбиной; однако это недопустимо,

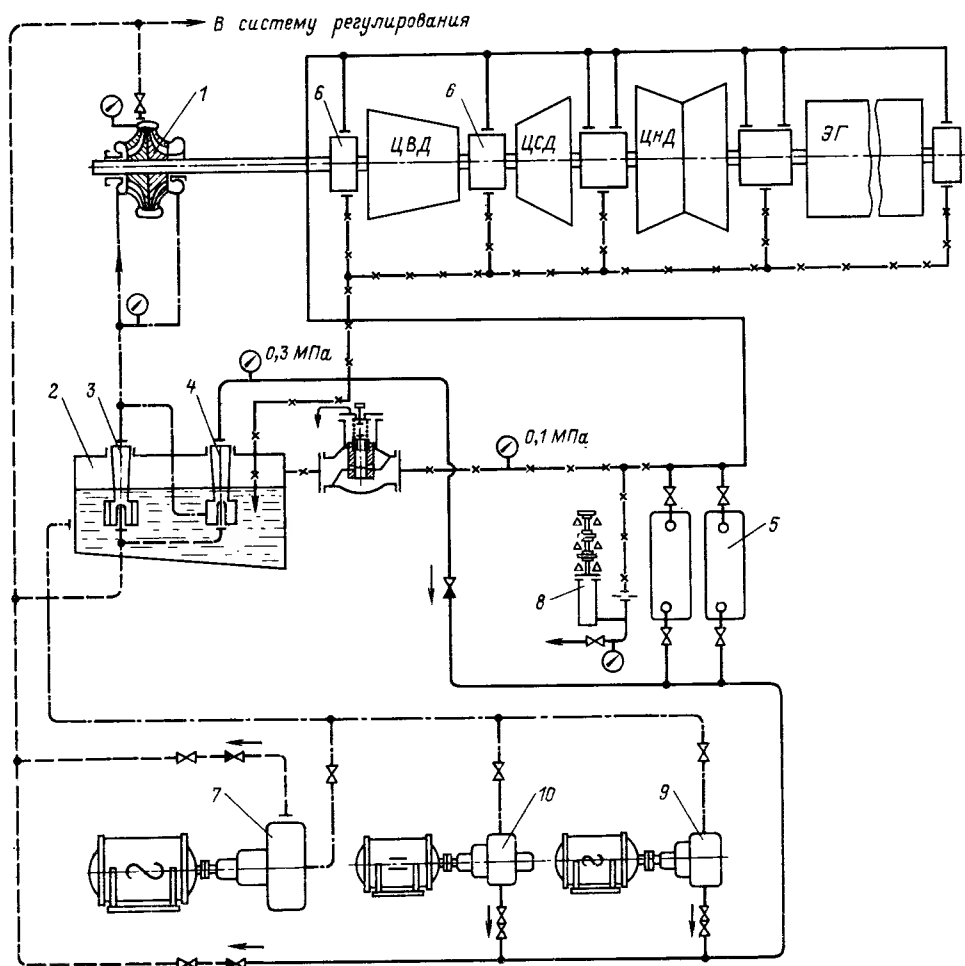


Рис. 4.1. Схема смазки турбоагрегата большой мощности

так как нарушение плотности бака или маслопроводов приведет к попаданию масла на горячую турбину и возникновению пожара. Поэтому масляный бак располагают ниже отметки обслуживания турбины со стороны, противоположной генератору.

При этом для создания гарантированного подпора на всасывающей стороне главного масляного насоса в масляный бак устанавливают инжектор — струйный насос, конструктивная схема которого показана на рис. 4.2. К рабочему соплу инжектора подается масло под давлением

1—1,5 МПа; в сопле оно разгоняется и поступает в диффузор. Двигаясь с большой скоростью, рабочее масло увлекает масло из масляного бака, в результате чего на выходе из инжектора образуется поток масла с давлением 0,12—0,15 МПа.

Масло для рабочего сопла отбирается из линии нагнетания главного масляного насоса (см. рис. 4.1), а масло под давлением из инжектора 3 первой ступени подается на вход главного масляного насоса. Часть масла из линии нагнетания первой ступени инжектора направляется в камеру смешения инжектора 4 вто-

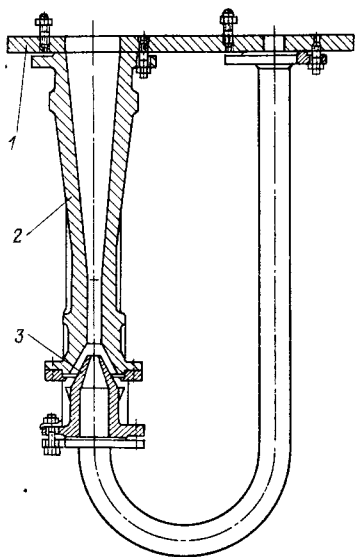


Рис. 4.2. Инжектор масляной системы турбин КТЗ:

1 крышка масляного бака; 2 диффузор; 3 сопло рабочего масла

рой ступени, установленного также в масляном баке. К соплу этого инжектора подводится масло также из линии нагнетания главного масляного насоса. В результате в инжекторе второй ступени давление масла поднимается до 0,25—0,30 МПа, при котором оно и поступает к маслоохладителям 5. Здесь циркулирующая вода охлаждает масло, и оно поступает на смазку подшипников 6 турбины и генератора. Нагревшееся в подшипниках масло стекает самотеком в масляный бак.

Для обеспечения систем смазки и регулирования при пуске турбины, когда давление, развиваемое главным масляным насосом, недостаточно из-за малой частоты вращения, устанавливают пусковой масляный насос 7, приводимый электродвигателем переменного тока или небольшой паровой турбинкой. После достижения достаточной частоты вращения валом турбины пусковой масляный насос останавливают.

Система смазки, в значительной степени определяющая надежность работы всего турбоагрегата, снабжа-

ется системой защиты. Импульсом для срабатывания системы защиты является давление в маслопроводе за маслоохладителями, на котором устанавливают специальное реле давления 8. При падении манометрического давления в системе смазки до 60 кПа (вместо нормальных 100 кПа) реле давления включает электродвигатель переменного тока, питаемый от шин собственных нужд станции, который приводит в действие резервный насос смазки 9.

Для гарантированной подачи масла на смазку в случае невключения резервного насоса (например, при неисправности электродвигателя или отсутствии напряжения на шинах собственных нужд) служит аварийный электронасос 10 постоянного тока, питаемый от аккумуляторной батареи, находящейся под постоянной подзарядкой. Аварийный электронасос включает автоматически реле давления при падении давления в системе смазки примерно до 50 кПа.

Реле давления также выполняет дополнительную функцию — при пуске и останове оно препятствует включению валоповоротного устройства при падении давления в системе смазки ниже 30 кПа.

Системы маслоснабжения рассмотренного типа, в которых масло является рабочей жидкостью как в системе смазки, так и в системе регулирования, применяются в турбинах мощностью до 200 МВт включительно на докритические параметры пара.

С ростом мощности и начальных параметров возникает необходимость повышения давления в системе регулирования, что увеличивает опасность разрыва маслопроводов и возникновения пожара. Поэтому усилия, направленные на освоение негорючих жидкостей в системах регулирования, привели к разделению систем смазки и регулирования: в системах смазки в большинстве случаев по-прежнему продолжают применять органическое турбинное масло, а в системах регулирования — негорючие синтетические масла.

Каждая из этих систем должна иметь свои насосы маслоснабжения, рациональное размещение которых непосредственно на валу турбины в корпусе подшипника оказывается затруднительным. Поэтому масляные насосы стали располагать вдали от турбины, а для их привода использовать электродвигатели.

На рис. 4.3 показана система смазки с вспомогательным и обслуживающим оборудованием блочной установки Т-250/300-240 ТМЗ, в которой системы регулирования и смазки разделены.

Для питания системы смазки установлены два основных масляных насоса, один из которых постоянно находится в резерве. Часто оба насоса работают параллельно (тогда их выполняют на половинную производительность), но при этом используют способность центробежного насоса увеличивать свою производительность при неизменной частоте вращения в случае уменьшения сопротивления сети (трубопроводы, подшипники и т. д.) при отключении одного из насосов.

Основные масляные насосы устанавливают на нулевой отметке (в конденсационном помещении), что снижает опасность возникновения пожара. При этом отпадает необходимость установки масляного бака на уровне отметки обслуживания турбины; его помещают на отметке чуть выше масляных насосов для гарантированного подпора на всасывающей стороне последних. Необходимость в инжекторах также отпадает, тем более что их КПД очень низок.

Основные масляные насосы подают масло к маслоохладителям, после которых масло разводится на подшипники турбины и генератора, питательного турбонасоса и питательного электронасоса с их вспомогательным оборудованием.

Поскольку снабжение маслом в рассматриваемой схеме зависит от питания электроэнергией двигателей основных масляных насосов, работающих от шин собственных нужд,

потеря напряжения на них даже на очень короткое время означает аварию турбоустановки. Поэтому дополнительно устанавливают два аварийных масляных насоса постоянного тока, питаемых от аккумуляторной батареи. Один из аварийных насосов является резервным.

Последовательный переход с основных насосов на резервные и аварийные осуществляется автоматически с помощью реле давления.

Однако и такая схема не является абсолютно надежной, так как требуется время для переключения электрической схемы и на разгон насосов, а подшипники должны снабжаться маслом без малейшего перерыва. Поэтому предусматривают еще несколько защит.

Включение аварийных масляных насосов осуществляется по сигналу исчезновения тока в обмотках двигателей основных насосов, несмотря на то что давление в системе смазки еще не упало и реле давления не подало сигнал на включение аварийных насосов.

Последней ступенью защиты подшипников турбины от исчезновения масла являются аварийные емкости, установленные в крышках подшипников или в непосредственной близости от них. Конструкции таких подшипников рассмотрены выше (см. § 3.6). Кратковременное надежное снабжение маслом подшипников в этом случае гарантируется тем, что оно не связано с какими-либо электрическими или механическими устройствами, для ввода в действие которых требуется время.

Масляный бак

Масляный бак выполняет две основные функции: во-первых, он служит емкостью, обеспечивающей маслом систему смазки, а иногда и регулирования; во-вторых, в баке масло отстаивается от воздуха, воды, механических примесей, а также от вредных продуктов разложения масла и

коррозии поверхностей масляной системы и системы регулирования.

Выполнить свое назначение масляный бак может лишь при правильной конструкции и заботливой эксплуатации. Именно от масляного бака в первую очередь зависит срок службы масла. При правильной эксплуатации этот срок может достигать 10 лет и более, в то время как при небрежном отношении он может быть и меньше года.

Масляный бак должен иметь достаточно большие размеры. При недостаточной вместимости бака масло, поступающее из подшипников с определенным содержанием воздуха и воды, не успевает восстановить свои прежние свойства и постепенно приобретает характер эмульсии. При этом его смазывающие свойства ухудшаются и, следовательно, температура в смазочном слое на упорных колодках подшипника повышается, что способствует более быстрому старению масла и сокращает сроки его замены.

Кроме того, при большом содержании воздуха в масле может происходить образование воздушных мешков во всасывающих полостях резервных и аварийных масляных насосов, а это при пуске насосов может вызвать срыв их работы.

Поэтому во всех элементах системы смазки следует предупреждать возможность насыщения масла воздухом, а в масляном баке — создавать благоприятные условия для его выделения. Исследования показали, что время всплывания пузырька воздуха тем меньше (а значит, выделение воздуха тем интенсивнее), чем крупнее пузырьки и чем меньше вязкость масла. Слив масла как из подшипников в корпуса, так и в масляный бак должен быть плавным, спокойным. В бак сливают нагретое масло, чтобы его вязкость была меньше.

Масло должно находиться в масляном баке определенное минимальное время, в течение которого оно освобождается от воды и воздуха.

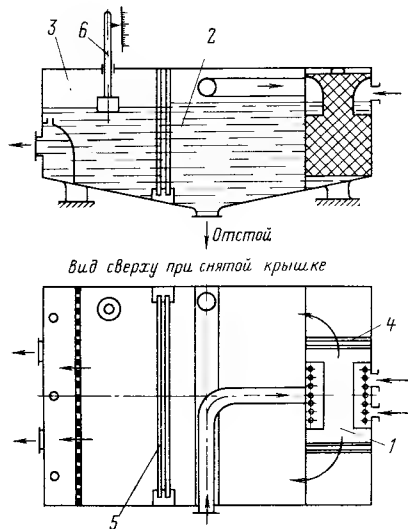


Рис. 4.4. Конструктивная схема масляного бака

Например, вместимость бака турбины К-200-130 ЛМЗ равна 28 т, а расход масла 4 т/мин. Следовательно, в правильно сконструированном баке каждый литр масла находится в нем всего 7 мин.

Масляный бак, показанный на рис. 4.4, разделен промежуточными фильтрующими перегородками на три отсека: грязный 1, промежуточный 2 и чистый 3. В грязный отсек поступает масло от подшипников (наиболее насыщенное воздухом и водой), которое подается на медную сетку с мелкой ячейкой, расположенную под зеркалом масла грязного отсека. Это позволяет подать масло тонким слоем, что способствует выделению воздуха. Кроме того, мелкая сетка препятствует увлечению воздуха потоком масла в глубь бака.

Затем через фильтры грубой очистки 4 масло проходит в промежуточный отсек. Фильтры грубой очистки представляют собой две сетки, выполненные из латунной проволоки с размером ячейки в свету 250—400 мкм. Поочередное извлечение сеток позволяет производить их чистку в процессе работы установки.

В промежуточный отсек (а иногда и в грязный, но обязательно под уро-

вень) сливается относительно чистое масло из системы регулирования. Это позволяет избежать насыщения чистого масла воздуха.

Дно масляного бака имеет уклон для возможности периодического слива шлама, отстоя, воды и грязи.

Чистый отсек отделен от промежуточного сетчатыми фильтрами тонкой очистки 5 с размером ячеек 100—125 мкм. На сетках фильтров тонкой очистки устанавливают «заплаты» из сетки с очень мелкой ячей-

кой (20—40 мкм и меньше), которые существенно не увеличивают сопротивление фильтра, но позволяют за определенное время уловить мельчайшие механические примеси.

Патрубки забора масла главным масляным, резервным и аварийным насосами размещают как можно ниже для того, чтобы брать деаэрированное масло. При этом, конечно, учитывается, что придонный слой масла содержит механические примеси, воду и шлам.

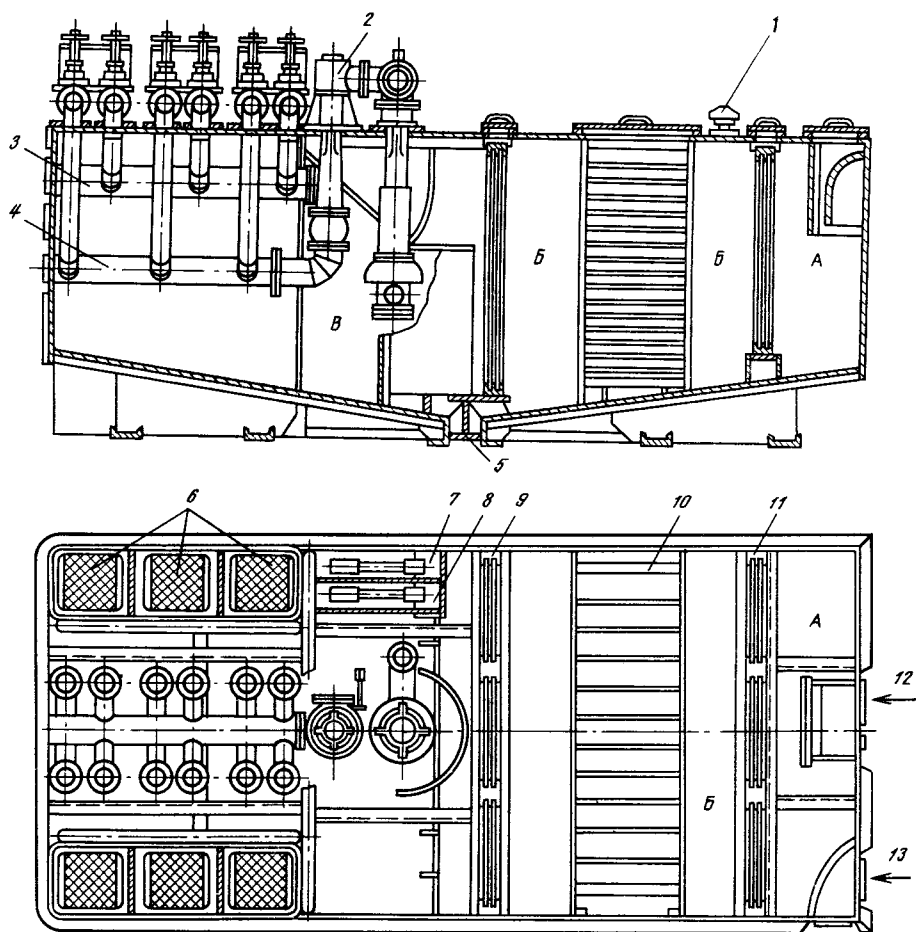


Рис. 4.5. Конструкция масляного бака ТМЗ:

1 — отсос воздуха; 2 — инжекторная группа; 3 — выходной коллектор маслоохладителей; 4 — коллектор подачи масла к маслоохладителям; 5 — сливной патрубок; 6 — маслоохладители; 7, 8 — указатели уровня масла соответственно в чистом и промежуточном отсеках; 9 — фильтры основной очистки; 10 — воздухоохладитель; 11 — фильтры предварительной очистки; 12, 13 — слив масла из подшипников и системы регулирования; А — грязный отсек; Б — промежуточный отсек; В — чистый отсек

Бак имеет поплавковый указатель уровня *б* с электрической сигнализацией при крайних допустимых верхнем и нижнем уровнях поплавка.

Верхняя часть масляного бака (см. рис. 4.3) вентилируется с помощью эксгаустеров (вытяжных вентиляторов). Такая вентиляция необходима, так как масло, поступающее на уплотнения электрического генератора с водородным охлаждением и препятствующее утечке водорода из него, насыщается водородом и несмотря на предшествующую вакуумную обработку для его удаления заносит водород в масляный бак. Образование гремучего газа (смеси воздуха и водорода, выделяющегося из масла в баке) грозит взрывом, поэтому необходима постоянная вентиляция бака. Наряду с этим она способствует выделению воздуха из масла.

На рис. 4.5 показан масляный бак конструкции ТМЗ. В промежуточный отсек бака встроен воздухоотделитель, представляющий собой многоярусные перегородки, установленные поперек бака с наклоном к горизонту. В воздухоотделителе поток масла разделяется перегородками на тонкие слои, которые легко преодолеваются всплывающими пузырьками воздуха и скапливаются под перегородками. При этом вследствие наклонного расположения перегородок под ними образуется пенный слой, легко перемешающийся вверх.

Масляный бак имеет два отдельных небольших отсека для устройств, с помощью которых контролируются уровни масла в промежуточном и чистом отсеках. Шесть маслоохладителей встроены в масляный бак. Они могут подключаться и отключаться по очереди для чистки.

Насосы системы смазки

В системах смазки в настоящее время применяют исключительно центробежные насосы, их схема показана на рис. 4.6.

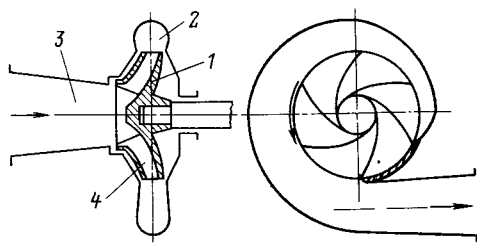


Рис. 4.6. Схема центробежного насоса

Через всасывающий патрубок *3* поступает перекачиваемая жидкость на вход рабочего колеса *1*, вращаемого внешним двигателем (электродвигателем, отдельной турбинкой, валом основной турбины и т. д.). Рабочее колесо имеет лопатки *4*, между которыми образуются постепенно расширяющиеся каналы (в отличие от сопловых и рабочих каналов проточной части турбины). При вращении рабочего колеса происходит взаимодействие его лопаток с перекачиваемой жидкостью и передача ей энергии, за счет чего насос развивает определенный напор.

Напором насоса называется высота, на которую он способен поднять жидкость при условии одинакового давления в приемном и подающем резервуарах. Если же эти давления не одинаковы, то необходимо учитывать выталкивающее или всасывающее действие приемного резервуара. Напор измеряется в единицах длины (метр, сантиметр и т. д.).

Из рабочего колеса перекачиваемая жидкость поступает в спиральную камеру *2*, где часть ее кинетической энергии дополнительно преобразуется в энергию давления.

На рис. 4.7 показана конструкция главного масляного насоса турбин ЛМЗ. Корпус насоса, состоящий из двух частей *2* и *5*, соединяемых горизонтальным разъемом, устанавливается через центрирующую прокладку *1* в корпусе переднего подшипника. Рабочее колесо *6* насоса выполнено симметричным с двусторонним подводом масла из всасывающего патрубка.

Привод насоса осуществляется от вала турбины через гибкую муфту *8*

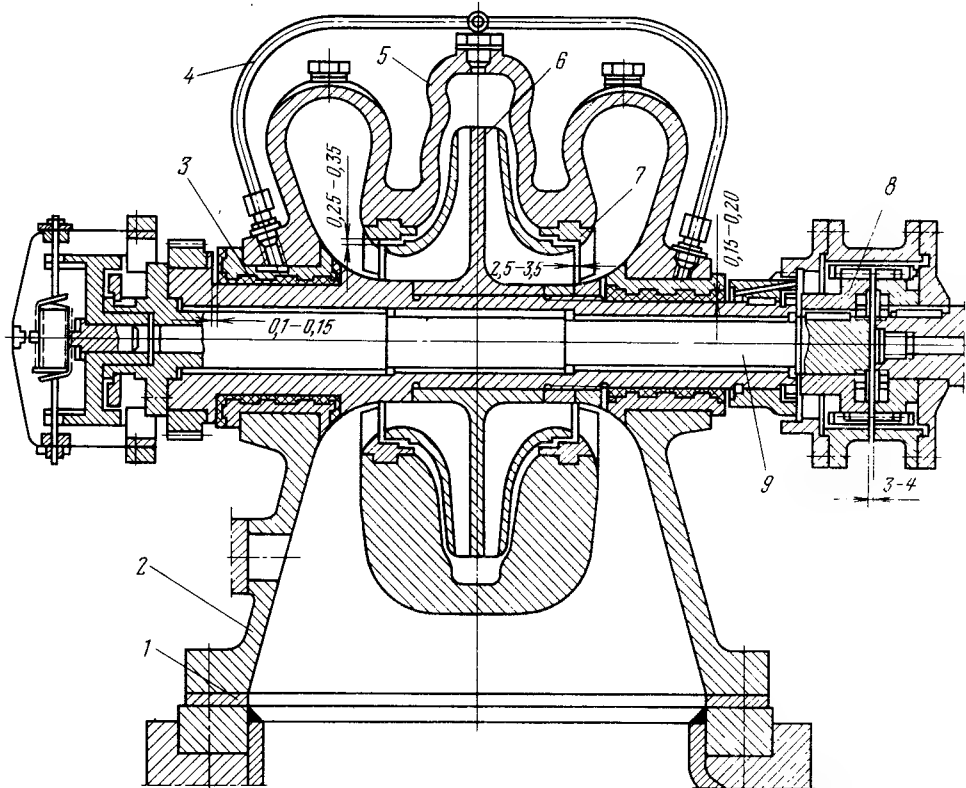


Рис. 4.7. Главный масляный насос турбин ЛМЗ

со змеевидной пружиной и торсионный валик 9, проходящий внутри вала насоса. Вал опирается на два опорных подшипника скольжения 3, смазка к которым подается по двум трубам 4 из напорного патрубка. Осевое усилие воспринимается баббитовой заливкой, выполненной на торцевой части левого опорного подшипника. Для уплотнения всасывающих камер служат уплотнительные кольца 7.

Выше отмечалось, что установка масляного насоса на валу турбины требует вспомогательного пускового масляного насоса с отдельным приводом.

В турбоустановках с отдельно устанавливаемыми основными масляными насосами с электроприводом отпадает необходимость в использовании пусковых масляных насосов, так как основные насосы работают

постоянно. На рис. 4.8 показана конструкция основного масляного насоса с электроприводом в моноблочном исполнении, при котором фланец насоса крепится к фланцу электродвигателя.

В качестве резервных и аварийных электронасосов используют стандартные насосы.

Маслоохладители

Маслоохладители устанавливают для охлаждения масла, поступающего к подшипникам.

На рис. 4.9 показана конструкция маслоохладителя ЛМЗ. Охлаждающая вода поступает в нижнюю водяную камеру, разделенную перегородкой 1. Из водяной камеры вода поступает в трубки 2, завальцованные в нижней 6 и верхней 5 трубных досках, проходит в верхнюю водяную

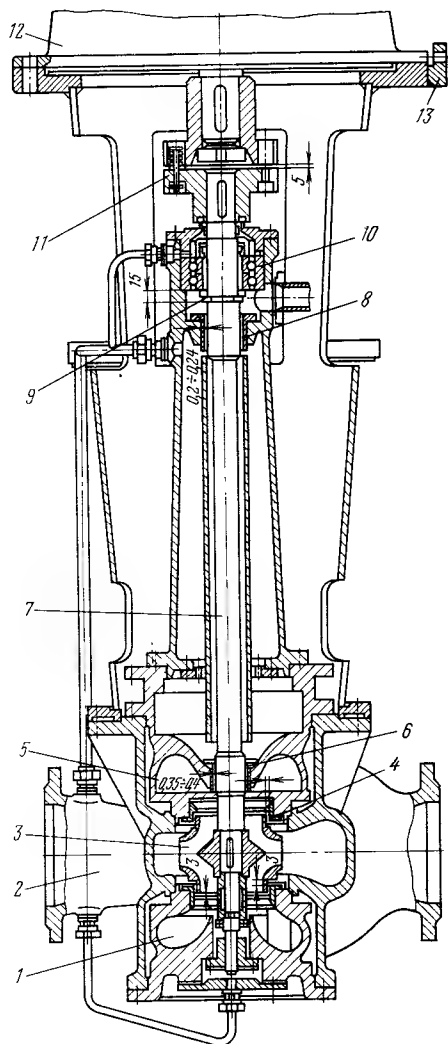


Рис. 4.8. Основной масляный насос с электроприводом:

1 — камера всасывания; 2 — корпус; 3 — рабочее колесо; 4 — уплотнение колеса; 5 — верхняя всасывающая камера; 6 — нижний подшипник; 7 — вал; 8 — верхний направляющий подшипник; 9 — дистанционное кольцо; 10 — опорно-упорный шарикоподшипник; 11 — муфта; 12 — электродвигатель; 13 — скоба для центрирования электродвигателя

камеру 3, поворачивают на 180° и по трубкам возвращается в нижнюю водяную камеру и удаляется на слив.

Нижняя трубная доска 6 закреплена жестко через прокладки между фланцем корпуса и фланцем водяной камеры. Вся трубная система вместе

с верхней трубной доской 5 должна свободно расширяться вверх, поэтому верхняя трубная доска соединяется с корпусом через податливое соединение 4.

Масло в охладителе движется в межтрубном пространстве. Давление охлаждающей воды должно быть больше давления масла, чтобы исключить попадание масла в окружающую среду. Вместе с тем должно быть исключено и попадание воды в масляную систему либо созданием гарантированной плотности маслоохладителя, либо использованием двухконтурной системы охлаждения.

Каждый маслоохладитель снабжается четырьмя термометрами, показания которых говорят об эффективности его работы, а иногда вообще о необходимости его включения или выключения. Например, при пуске, когда масло еще холодное, его направляют через охладитель без подачи охлаждающей воды и только после его нагрева подают охлаждающую воду. Измерению подлежит температура масла на входе и выходе из маслоохладителя и температура воды на входе и выходе. Изменения степени охлаждения масла и нагрева охлаждающей воды позволяют определить момент, когда необходима чистка маслоохладителя. На рис. 4.9 изображена конструкция выносного маслоохладителя. Некоторые заводы выполняют маслоохладители встроенными в масляный бак, что уменьшает необходимую площадь конденсационного помещения (см. рис. 4.5).

Защита турбины от падения давления смазки

Защита подшипников турбины от недопустимого уменьшения расхода масла выполняется реле давления, схема которого показана на рис. 4.10.

Масло из линии за маслоохладителями через штуцер подается под дно сильфона и сжимает его. При нормальной работе главного масляного насоса (см. рис. 4.1) шток обес-

печивает такое положение контактных шайб (рис. 4.11, а), при котором цепи пуска двигателей аварийных насосов разомкнуты. При падении давления в системе смазки сила, действующая на дно сифона, уменьшается, сифон удлиняется под дей-

ствием сжатой пружины, шток смещается вниз, замыкая контакты цепи 2, подающей световой сигнал «давление масла мало» и включающей аварийный насос с двигателем переменного тока. В турбине К-200-130, например, срабатывание

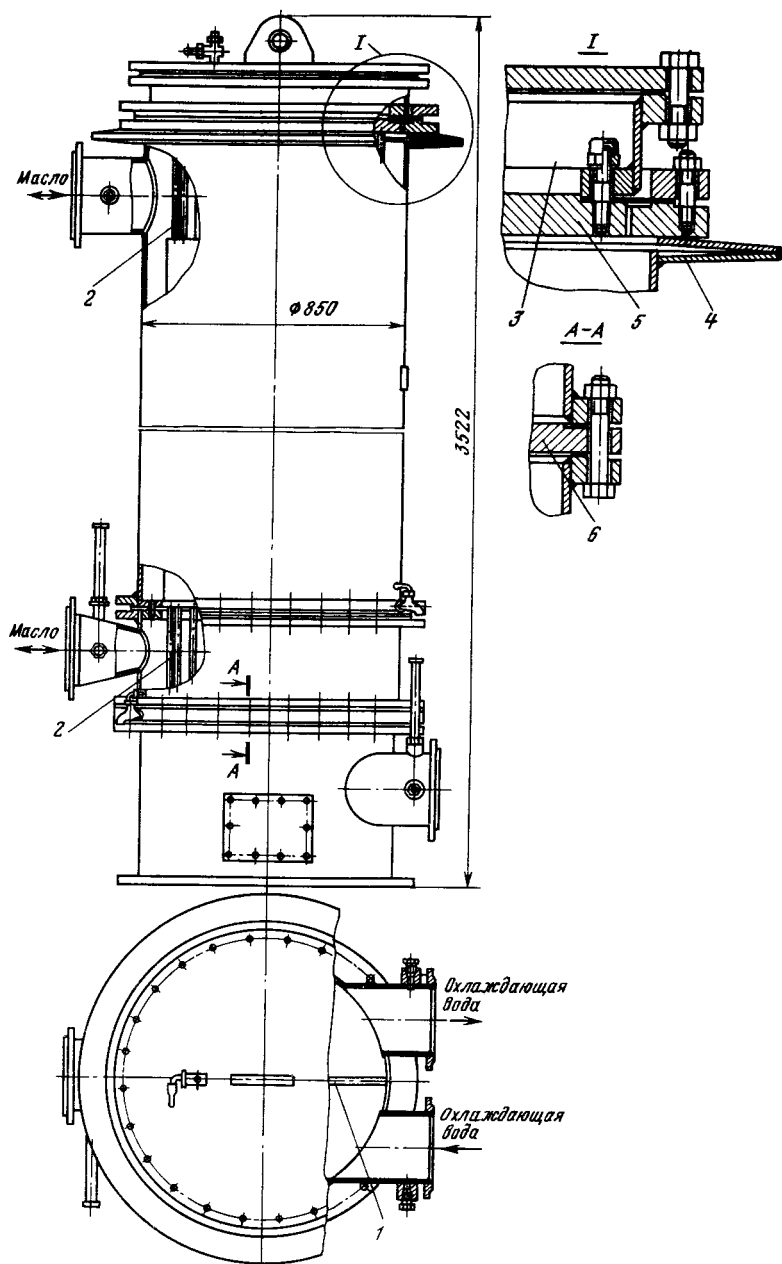


Рис. 4.9. Маслоохладитель конструкции ЛМЗ

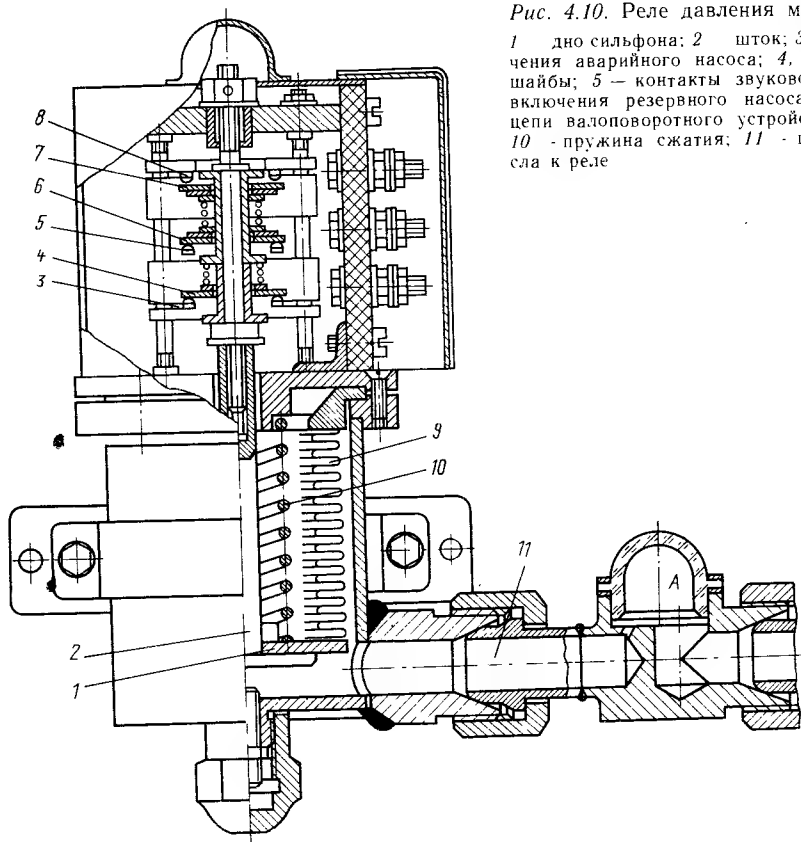


Рис. 4.10. Реле давления масляной системы:

1 — дно сильфона; 2 — шток; 3 — контакты включения аварийного насоса; 4, 6, 7 — контактные шайбы; 5 — контакты звуковой сигнализации и включения резервного насоса; 8 — контакты в цепи валоповоротного устройства; 9 — сильфон; 10 — пружина сжатия; 11 — штуцер подачи масла к реле

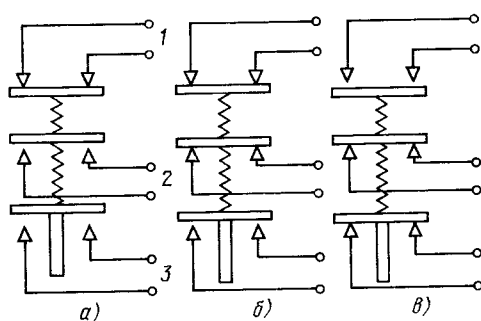


Рис. 4.11. Схема работы реле давления масляной системы:

а — нормальная работа; б — сигнал «давление смазки мало» и включение аварийного масляного электронасоса; в — включение электронасоса с двигателем постоянного тока и закрытие стопорных клапанов турбины: 1 — цепь электродвигателя валоповоротного устройства и электромагнитного выключателя; 2 — цепь включения сигнализации и насоса с электродвигателем переменного тока; 3 — цепь электродвигателя аварийного насоса

этого реле происходит при абсолютном давлении масла 160 кПа.

При дальнейшем падении давления в системе смазки (в турбине К-200-130 до 150 кПа) шток опускается еще ниже и замыкаются контакты 3, включающие аварийный масляный насос с электродвигателем постоянного тока. Если давление и дальше продолжает падать, то замыкаются контакты 1 (в турбине К-200-130 при 130 кПа), подающие сигнал через электромагнитный выключатель на закрытие стопорных клапанов турбины и не допускающие включения валоповоротного устройства во избежание износа баббитовой заливки опорных вкладышей.

Аналогичным образом организуется включение резервных и аварийных масляных насосов в схеме с от-

дельно стоящими насосами. Например, система смазки подшипников турбины К-300-240 включает два масляных электронасоса с приводом от двигателей переменного тока, подключенных к различным источникам собственных нужд, и два электронасоса, двигатели которых подключены к двум различным аккумуляторным батареям. Управляются насосы двумя реле давления. При нормальной работе абсолютное давление масла на уровне оси турбины 220 кПа (по показаниям манометра — 1,2 кгс/см²) обеспечивается основным электронасосом.

При уменьшении давления до 195 кПа оба реле подают световой сигнал, первое реле включает резервный насос с двигателем переменного тока, а второе реле через 2 с — один из насосов с двигателем постоянного тока. При дальнейшем понижении давления (до 130 кПа) первое реле блокирует включение валоповоротного устройства, а второе через 9 с обеспечивает отключение турбины.

4.2. СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ И УПРАВЛЕНИЯ

Необходимость регулирования и управления

Выработка электроэнергии турбоагрегатами всегда должна совпадать с ее потреблением. Следовательно, турбина должна иметь органы и устройства, позволяющие изменять ее мощность в зависимости от потребности в электроэнергии, иными словами, турбина должна иметь механизм управления.

Как показано в § 2.13, при протекании пара через турбину на валу ее ротора возникает крутящий момент M_T . Если зафиксировать расход пара G через турбину, то с ростом частоты вращения n крутящий момент, развиваемый ею, будет уменьшаться, как показано на рис. 4.12 сплошной линией. Эта зависимость $M_T(n)$ называется характеристикой момента турбины.

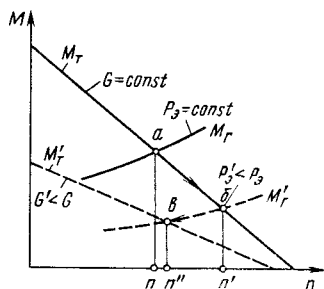


Рис. 4.12. Характеристики моментов турбины и генератора

ны. При новом, например меньшем, постоянном пропуске пара G' характеристика $M'_T(n)$ будет располагаться ниже. Электрический генератор турбоагрегата также имеет характеристику момента, представляющую собой связь крутящего момента M_r , развиваемого электромагнитными силами, с частотой вращения n при постоянной нагрузке (мощности) P , питаемой от него электрической сети. При снижении нагрузки до значения P'_3 характеристика момента генератора снижается.

Ясно, что при $M_T \neq M_r$ устойчивого вращения ротора турбины не будет: при $M_T > M_r$ вращение будет ускоряться, а при $M_T < M_r$ — замедляться. При $M_T = M_r$ ротор будет вращаться устойчиво, а на характеристиках моментов это состояние будет изображаться точкой пересечения характеристики момента турбины, отвечающей определенному пропуску пара G , и характеристики момента генератора, отвечающей определенной нагрузке сети P_3 .

Представим себе, что турбина не имеет какой-либо автоматической системы регулирования. Пусть через нее протекает расход пара G , а нагрузка генератора равна P_3 . Тогда турбогенератор будет устойчиво вращаться с частотой n . Если электрическая нагрузка генератора уменьшится до значения P'_3 , например вследствие отключения потребителей электрической энергии, то характеристика момента генератора снизится и, поскольку изменений в расходе

пара через турбину не произошло, рабочая точка переместится из точки a в точку b и турбогенератор приобретет частоту вращения $n' > n$. Если бы диапазон изменения частоты вращения при изменении нагрузки генератора не имел значения для потребителя, то не требовалось бы какой-либо системы автоматического регулирования, так как переход от одного устойчивого состояния к другому происходил бы за счет саморегулирования путем изменения частоты вращения.

Многие категории потребителей электрической энергии, и среди них некоторые механизмы собственных нужд электростанций, требуют очень точного поддержания частоты сети и, следовательно, частоты вращения турбогенераторов. В соответствии с ПТЭ частота электрической сети должна поддерживаться с точностью $\pm 0,1$ Гц. В противном случае между отдельными участками энергосистемы может происходить самопроизвольное перераспределение мощности, вызывающее перегрузку одних электрических линий и недогрузку других. Это приводит к значительным потерям энергии и нарушению устойчивости системы, что может повлечь отключение некоторых потребителей энергии.

Таким образом, необходимо постоянно восстанавливать равенство между требуемой и вырабатываемой мощностью турбоагрегата или группы турбоагрегатов, которого можно достигнуть, например, изменением расхода пара. Если в рассмотренном выше примере после снижения электрической нагрузки и увеличения частоты вращения до значения n' закрытием паровпускного клапана уменьшить расход пара до значения G' , то рабочая точка (рис. 4.12) переместится вдоль характеристики $M_T(n)$ из точки b в точку v и турбоагрегат будет иметь частоту вращения $n'' < n'$, мало отличающуюся от начальной частоты n . Машинист турбины не в состоянии изменять расход пара непрерывно и с необхо-

димой точностью, поэтому поддержание частоты вращения передается системе автоматического регулирования турбины (САР).

Поддержание частоты вращения в определенных пределах является главной функцией САР конденсационной турбины. Вместе с тем имеются турбины, главной задачей которых является снабжение потребителей теплотой (турбины с противодавлением), отдаваемой потребителю в виде пара определенного давления. Главной задачей системы регулирования таких турбин является поддержание в определенных пределах давления отработавшего пара.

В энергосистемах, в которых значительную долю составляют ТЭЦ с турбинами с регулируемыми отборами пара, возникает необходимость работы по независимым электрическому и тепловому графикам. Поэтому системы регулирования таких турбин должны допускать независимое управление и поддержание как вырабатываемой мощности, так и отбираемого количества пара. Системы регулирования теплофикационных турбин с отборами являются наиболее сложными.

В настоящей главе рассматриваются системы регулирования и управления конденсационных турбин, принцип работы и конструктивные элементы которых в основном сохраняются и для турбин других типов. Особенности систем регулирования теплофикационных турбин рассматриваются более подробно в гл. 7, посвященной турбинам с противодавлением и с отборами пара.

Простейшая система регулирования. Статическая характеристика

Схема простейшей системы регулирования частоты вращения показана на рис. 4.13.

Валик регулятора приводится в движение от вала турбины. На нем расположена муфта, которая может перемещаться вдоль него под дейст-

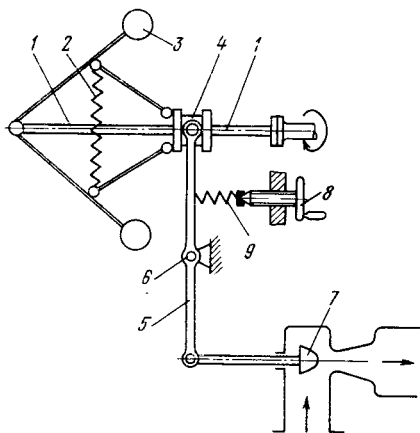


Рис. 4.13. Принципиальная схема регулирования частоты вращения турбоагрегата:

1 - валик регулятора частоты вращения; 2 - пружины; 3 - грузики; 4 - муфта; 5 - рычаг; 6 - шарнир; 7 - регулирующий клапана; 8 - маховичок механизма управления; 9 - пружина

нием приложенных сил. Грузы регулятора при вращении под действием центробежных сил стремятся разойтись и сдвинуть муфту влево. Фиксированное положение муфты на регуляторном валике будет тогда, когда центробежная сила, развиваемая грузами, уравнивается усилием в пружине растяжения. Если частота вращения увеличивается, то грузы расходятся, если уменьшается, то пружина 2 перемещает муфту вправо. Совокупность муфты, грузов и пружины представляет собой датчик частоты вращения, часто называемый регулятором частоты вращения.

К муфте через шарнир присоединен рычаг, поворачивающийся вокруг неподвижного шарнира и тем самым перемещающий клапан, выпускающий пар в турбину.

Рассмотрим работу описанной системы регулирования. Предположим, что положение регулятора частоты вращения и клапана турбины отвечает некоторой частоте вращения и мощности турбины. Если, например, нагрузка турбины увеличится, то ротор турбины начнет замедлять свое вращение, центробежная сила грузов уменьшится, муфта

сдвинется вправо, вследствие чего клапан турбины откроется, с тем чтобы увеличить мощность турбины в соответствии с ее возросшей нагрузкой. Таким образом, турбина автоматически увеличит свою мощность до необходимой, однако ее частота вращения не вернется к прежнему значению. Это становится ясным из рис. 4.13: при изменении положения клапана изменяется положение муфты регулятора и, следовательно, натяжение пружины 2, которое может уравновесить только центробежная сила грузов при другой, вполне определенной частоте вращения. При максимальной нагрузке турбины клапан полностью откроется, муфта займет крайнее правое положение и частота вращения будет максимальной.

Связь между мощностью турбины P , и частотой вращения n называют статической характеристикой системы регулирования. Для ее построения нужно отложить по оси абсцисс нагрузку турбины, а по оси ординат — частоту вращения. Эта зависимость изображена на рис. 4.14 сплошной плавной линией.

Схема регулирования, показанная на рис. 4.13, пригодна лишь для очень маленьких турбин по причинам, которые будут рассмотрены ниже. Реальные системы характеризуются большей сложностью, однако у любой из систем имеется статическая характеристика регулирования.

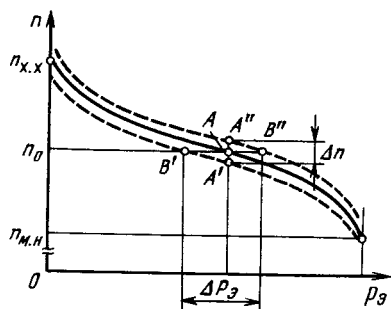


Рис. 4.14. Статическая характеристика системы регулирования

Показанная характеристика называется статической потому, что она отражает установившиеся положения органов парораспределения и частот вращения (статику регулирования), не давая самих процессов перехода от одной нагрузки к другой (динамика регулирования).

Если обозначить частоту вращения турбины на холостом ходу (когда электрическая мощность равна нулю) через $n_{х.х.}$, а при максимальной нагрузке — через $n_{м.н.}$, то разность этих частот вращения, отнесенная к средней частоте вращения n_0 , называется степенью неравномерности δ или просто неравномерностью системы регулирования:

$$\delta = (n_{х.х.} - n_{м.н.}) / n_0.$$

Государственный стандарт требует, чтобы степень неравномерности регулирования частоты вращения паровых турбин всех типов составляла 4—5 %. Это означает, что если, например, $\delta = 5 \%$ при номинальной частоте вращения 50 1/с, то при изменении нагрузки от холостого хода до максимальной частота вращения будет изменяться от 48,75 до 51,25 1/с.

Такие жесткие требования к неравномерности системы регулирования диктуются одним из самых опасных режимов работы турбины — режимом полного сброса электрической нагрузки с отключением электрического генератора от сети. При сбросе нагрузки система автоматического регулирования турбины обеспечивает резкое уменьшение пропуска пара в турбину и ее перевод на режим холостого хода, при котором частота вращения в соответствии со статической характеристикой должна быть больше номинальной на величину $\Delta n_{ст} = \delta n_0$, называемую статическим повышением частоты вращения. Однако сам процесс перехода от полной нагрузки к холостому ходу может протекать по-разному в зависимости от степени неравномерности.

При большой неравномерности,

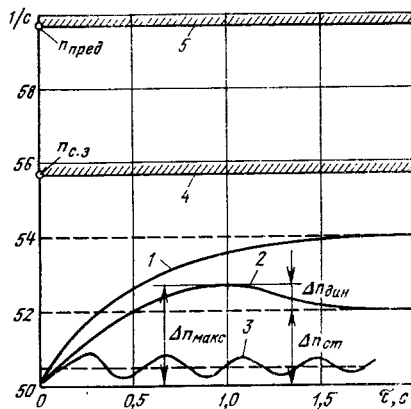


Рис. 4.15. Кривые переходных процессов при сбросе нагрузки при различных неравномерностях системы регулирования:

1 — $\delta = 8 \%$; 2 — $\delta = 4 \%$; 3 — $\delta = 1 \%$; 4 — частота вращения при срабатывании защиты; 5 — предельно допустимая частота вращения по условиям прочности деталей турбины

например 8 %, частота вращения турбины плавно возрастает до 54 1/с (см. кривую 1 на рис. 4.15). Однако само значение частоты холостого хода оказывается недопустимо большим, поскольку наиболее напряженные детали турбины рассчитываются на предельную частоту вращения $n_{пред} = (1,18 \div 1,20) n_0$, а вступление в работу системы защиты должно происходить при частоте вращения $n_{с.з.} = (1,1 \div 1,12) n_0$. При этом необходимо помнить, что срабатывание защиты и отключение генератора от сети представляет по существу аварию, поскольку прекращение отпуска электроэнергии в сеть может повлечь отключение потребителей электроэнергии.

При малой степени неравномерности, например 1 %, статическое повышение частоты вращения оказывается небольшим (см. кривую 3 на рис. 4.15), однако процесс перехода на частоту холостого хода будет носить медленно затухающий, а иногда и не затухающий вовсе колебательный характер. Поэтому степень неравномерности систем регулирования не делают слишком малой.

При величине степени неравномерности, предусмотренной стандар-

том, статический заброс частоты вращения является умеренным. При этом, однако, из-за невозможности мгновенно прекратить подачу пара в турбину возникает динамический заброс частоты вращения $\Delta n_{\text{дин}}$ (см. кривую 2 на рис. 4.15). При нормальной работающей системе регулирования суммарное повышение частоты вращения при сбросе нагрузки

$$\Delta n_{\text{макс}} = \Delta n_{\text{ст}} + \Delta n_{\text{дин}}$$

составляет 7—8 % номинальной.

Статическая характеристика и степень ее неравномерности в первую очередь определяют реакцию турбины на изменение частоты сети вследствие нарушения баланса производства электроэнергии и ее потребления. Если, например, частота сети изменилась на 0,1 Гц, т. е. на 0,2 % номинальной частоты вращения $f_0 = 50$ Гц, то это означает, что при $\delta = 5$ % изменение мощности турбоагрегата составит $P_2/P_{2,0} = \Delta f/\delta = 0,2/5 = 0,04$, т. е. 4 %. Для турбины мощностью 1000 МВт это означает самопроизвольное изменение нагрузки на 40 МВт. Важно понять, что это изменение нагрузки произойдет автоматически, без всякого вмешательства оператора. На большей своей части статическая характеристика прямолинейна, она никогда не имеет горизонтальных участков, так как такой участок означает неопределенность (многозначность) мощности при частоте вращения, отвечающей этому участку. В диапазонах малой и большой мощности турбины статическую характеристику делают более крутой. Например, турбина К-300-240 ЛМЗ при мощности до 15 % имеет степень неравномерности 10 %, а в остальном диапазоне — примерно 4 %. При малых мощностях это позволяет более устойчиво держать нагрузку, при больших нагрузках обеспечивает малое изменение мощности вследствие изменения частоты сети, когда турбина имеет максимальный КПД.

Вернемся к рассмотрению рис. 4.13 и 4.14. Допустим, что изображенному на рис. 4.13 положению системы регулирования отвечает точка А на статической характеристике (см. рис. 4.14). Представим себе, что внешняя нагрузка турбоагрегата растет; тогда частота вращения должна уменьшаться и клапан 7 должен открываться, однако с уменьшением частоты вращения и опусканием грузов 3 клапан начнет открываться не сразу, во-первых, потому, что центробежная сила грузов должна измениться на величину, достаточную для преодоления сил трения, и, во-вторых, потому, что во всех шарнирах должны быть выбраны люфты. Таким образом, движение клапана начнется не в точке А, а в точке А'. Подобным же образом при уменьшении нагрузки движение клапана начнется в точке А". Иными словами, действительная статическая характеристика регулирования представляет собой не линию, а область, нижняя граница которой соответствует непрерывному постепенному возрастанию мощности (нагрузению турбины), а верхняя — уменьшению мощности (разгрузению турбины).

Отношение ширины области Δn к номинальной частоте вращения n_0 (см. рис. 4.14), выраженное в процентах, называется степенью нечувствительности регулирования:

$$\varepsilon = \frac{\Delta n}{n_0} 100.$$

Чем меньше ε , тем выше качество регулирования, так как малому ε отвечает, во-первых, большая быстрота реакции на изменение условий работы и, во-вторых, меньшая неопределенность в мощности при фиксированной частоте вращения. Действительно, нечувствительность по существу означает, что при фиксированной частоте вращения n_0 (см. рис. 4.14) мощность турбины может произвольно изменяться на величину ΔP_2 .

Государственный стандарт требует, чтобы степень нечувствитель-

ности системы регулирования частоты вращения при любой мощности не превышала 0,2 % для турбин АЭС и 0,3 % для турбин ТЭС и ТЭЦ. Однако даже при такой нечувствительности колебания нагрузки могут быть весьма существенны: если, например, турбина мощностью 800 МВт имеет неравномерность регулирования $\delta=4\%$, то возможные колебания нагрузки составят

$$\Delta P_i = \frac{\varepsilon}{\delta} P_i = \frac{0,3}{4} 800 = 60 \text{ МВт.}$$

Тщательное изготовление, монтаж и наладка системы регулирования, а также постоянное поддержание чистоты рабочей жидкости позволяет уменьшить степень нечувствительности до 0,1—0,15 %.

Параллельная работы турбоагрегатов

Турбины современных электростанций работают не изолированно, а параллельно на большую (емкую) энергосистему. При этом синхронизирующая сила поддерживает равенство частоты вращения турбоагрегатов и ее совпадение с частотой сети.

Представим себе для простоты, что некоторая энергосистема состоит из трех турбогенераторов, два из которых имеют мощность $P_{\varepsilon 1} = P_{\varepsilon 2} = 800$ МВт, а третий $P_{\varepsilon 3} = 300$ МВт, а неравномерность их регулирования соответственно равна $\delta_1 = 5\%$, $\delta_2 = \delta_3 = 4\%$. Пусть частота вращения турбоагрегатов (и соответственно частота в электрической сети) $n_0 = 50$ 1/с обеспечивается (рис. 4.16)

работой всех трех турбоагрегатов при номинальной нагрузке. Положим, что в энергосистеме внезапно отключился потребитель мощностью 200 МВт. Тогда из-за нарушения баланса потребления и выработки электроэнергии частота сети начнет повышаться, что вызовет увеличение частоты вращения всех турбоагрегатов и снижение вырабатываемой ими мощности, которое будет происходить до тех пор, пока не будет достигнуто равенство

$$\Delta P_{\varepsilon 1} + \Delta P_{\varepsilon 2} + \Delta P_{\varepsilon 3} = \Delta P_{\varepsilon},$$

где $\Delta P_{\varepsilon 1}$, $\Delta P_{\varepsilon 2}$, $\Delta P_{\varepsilon 3}$ — соответствующие снижения мощности на отдельных турбоагрегатах; ΔP_{ε} — суммарное снижение мощности.

Из рассмотрения прямолинейной статической характеристики любого i -го турбоагрегата легко получить, что

$$\frac{\Delta P_{\varepsilon i}}{P_{\varepsilon i}} = \frac{\Delta n}{n_0} \frac{1}{\delta_i},$$

т. е. относительное изменение мощности турбоагрегата прямо пропорционально изменению частоты вращения и обратно пропорционально степени неравномерности.

Таким образом, увеличение частоты вращения всех турбоагрегатов при снижении мощности всей энергосистемы на значение ΔP_{ε} определяется соотношением

$$\frac{\Delta n}{n_0} \frac{P_{\varepsilon 1}}{\delta_1} + \frac{\Delta n}{n_0} \frac{P_{\varepsilon 2}}{\delta_2} + \frac{\Delta n}{n_0} \frac{P_{\varepsilon 3}}{\delta_3} = \Delta P_{\varepsilon},$$

откуда следует

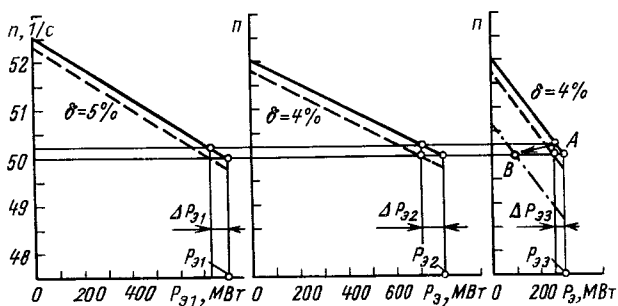


Рис. 4.16. Изменение режима параллельно работающих турбоагрегатов

$$\frac{\Delta n}{n_0} = \frac{\Delta P_3}{\frac{P_{3,1}}{\delta_1} + \frac{P_{3,2}}{\delta_2} + \frac{P_{3,3}}{\delta_3}}.$$

Для рассматриваемого примера

$$\frac{\Delta n}{n_0} = \frac{200}{\frac{800}{0,05} + \frac{800}{0,04} + \frac{300}{0,04}} = 0,0046,$$

т. е. частота вращения увеличится на $\Delta n = 0,0046 \cdot 50 = 0,23$ 1/с и составит 50,23 Гц.

Мощность каждого из турбоагрегатов при этом возрастет на

$$\Delta P_{3,1} = 0,0046 \frac{800}{0,05} = 73,5 \text{ МВт};$$

$$\Delta P_{3,2} = 0,0046 \frac{800}{0,04} = 92 \text{ МВт};$$

$$\Delta P_{3,3} = 0,0046 \frac{300}{0,04} = 34,5 \text{ МВт}.$$

Таким образом, при изменении нагрузки в сети, приводящей к изменению ее частоты, автоматически изменяются мощности турбоагрегатов в соответствии с их статическими характеристиками. Такая автоматическая реакция всех работающих в системе турбоагрегатов называется **первичным регулированием частоты сети**. Следует подчеркнуть, что это название условно, никакого регулирования частоты не происходит, наоборот, снижение (или возрастание) мощности оказалось возможным именно за счет изменения частоты сети. Процесс регулирования мощности в сети на этом не заканчивается, так как частота сети должна быть восстановлена в соответствии с требованиями ПТЭ, а как это делается, показано ниже.

Механизм управления турбоагрегатом

Степень неравномерности регулирования определяет изменение частоты вращения, как отмечалось в § 4.2.

Если турбоагрегат работает с номинальной частотой 50 1/с, то это означает, что при изменении мощности от нуля до полной частота вращения будет изменяться от 49 до 51 Гц при $\delta = 4\%$. Многих потребителей это не устраивает. По ПТЭ колебания частоты сети не должны превышать $\pm 0,1$ Гц. Из примера, приведенного выше, видно, что в сети с потреблением 1900 МВт при изменении мощности всего на 200 МВт частота сети изменилась на 0,23 Гц. В реальных энергосистемах мощность в течение суток может изменяться вдвое и более, и поэтому изменения частоты сети будут еще существеннее. Поэтому возникает задача поддержания частоты сети в очень узких пределах при любой нагрузке энергосистемы. Эта задача разрешается с помощью специального механизма управления турбиной (МУТ), который часто называют **синхронизатором**, так как им пользуются для точной подгонки частоты вращения при синхронизации турбины перед включением ее в сеть.

На принципиальной схеме регулирования (рис. 4.13) МУТ изображен в виде дополнительной пружины 9, натяг которой можно изменять посредством маховичка 8. При выведенном механизме, т. е. при ослабленной пружине 9, система регулирования работает так, как описано в § 4.2.

Положение муфты 4 будет определяться равенством центробежных сил грузов и силой растяжения в пружине 2.

Если маховичком 8 несколько растянуть пружину 9, то баланс сил, действующих на муфту 4, нарушится. Прежнее положение муфты, а значит, и регулирующего клапана 7 (следовательно, и нагрузки турбины) будет теперь уже достигаться при больших частотах вращения. Это означает, что при увеличении натяга пружины 9 статическая характеристика от начального положения (см. рис. 4.14) будет сдвигаться вверх, а при ослаблении — вниз.

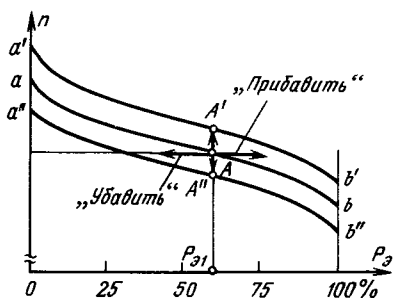


Рис. 4.17. Смещение статической характеристики механизмом управления

Для того чтобы четко понять действие МУТ, представим себе, что турбина является единственным источником энергии в сети, нагрузка которой постоянна. Пусть статическая характеристика ab (рис. 4.17) соответствует некоторой затяжке пружины, а мощность турбины равна $P_{э1}$.

Если теперь с помощью ручного маховичка увеличить натяг пружины, то из-за изменения баланса сил, действующих на муфту, последняя переместится вправо, открывая регулирующий клапан и давая начало некоторому переходному процессу регулирования. При устойчивой системе регулирования этот процесс быстро закончится и система примет прежнее положение, однако при большей частоте вращения. Действительно, положение регулирующего клапана не должно измениться, так как не изменилась внешняя нагрузка. Следовательно, и муфта 4 (см. рис. 4.13) вернется к прежнему положению, преодолевая натяг пружины 9 за счет большей центробежной силы грузов при увеличенной частоте вращения. Это означает, что, изменяя затяжку пружины, можно перемещать статическую характеристику ab регулирования в пределах положений $a'b'$ и $a''b''$.

Понять работу механизма управления при нагружении турбины, включенной в емкую сеть, очень просто в том случае, если допустить, что мощность турбины существенно

меньше мощности сети, иными словами, если изменение ее нагрузки практически не отражается на частоте сети и, следовательно, на частоте вращения. При затягивании пружины 9 (см. рис. 4.13) муфта 4 будет принудительно опускаться вниз, что вызовет перемещение регулирующего клапана и изменит мощность турбины.

Нагружение турбины, включенной в сеть, означает переход рабочей точки вправо на смещенную вверх статическую характеристику (рис. 4.17).

Возвращаясь к рассмотренному выше примеру и рис. 4.16, объясним теперь, как можно восстановить частоту сети. Для этого на всех турбогенераторах необходимо перемещать МУТ в сторону «убавить» до тех пор, пока статические характеристики их систем регулирования не займут положения, показанного на рисунке штриховыми линиями. Однако изменять частоту вращения турбоагрегатов одновременно воздействием на МУТ всех турбин сложно, неудобно и во многих случаях нецелесообразно: ведь при изменениях мощности в энергосистеме желательно турбоагрегаты, вырабатывающие наиболее дешевую электроэнергию, держать при максимальной нагрузке, а менее экономичные агрегаты использовать для регулирования частоты. Поэтому вместо того, чтобы воздействовать на МУТ всех трех турбин для снижения частоты их вращения, можно воздействовать на МУТ лишь одной из турбин, скажем, третьей. При смещении ее статической характеристики вниз рабочая точка A будет перемещаться влево к точке B и турбина будет разгружаться, но зато регуляторы частоты двух остальных турбин, восстанавливая баланс выработки и потребления электроэнергии, будут нагружать свои турбины, обеспечивая перемещение рабочих точек вдоль статических характеристик вправо к исходным значениям мощности. После снижения частоты вращения до исход-

ной третья турбина разгрузится до 100 МВт, а первые две восстановят свои исходные нагрузки и частота в сети восстановится.

Процесс восстановления частоты сети путем воздействия на МУТ называется вторичным регулированием частоты. Следует обратить внимание на то, что при изменении частоты сети с помощью МУТ частота вращения турбоагрегата изменяется очень мало (тем меньше, чем больше мощность энергосистемы), а мощность турбины значительно. Поэтому машинисту кажется, что он изменяет мощность турбины, а не частоту ее вращения.

На самом же деле мощность управляемой им турбины в любой момент времени определяется текущими значениями нагрузки в энергосистеме и положением статических характеристик всех работающих в системе турбоагрегатов.

Реальные энергосистемы могут включать несколько десятков электростанций и несколько сотен турбоагрегатов.

Для вторичного регулирования частоты в энергосистеме выделяется одна или несколько ведущих электростанций, постоянно изменяющих свою нагрузку с помощью устанавливаемого на станции автоматического прецизионного регулятора частоты, который при изменении частоты сети обеспечивает нагружение или разгружение турбин, установленных на ней. При значительных изменениях нагрузки в энергосистеме, когда ведущие станции не могут поддерживать частоту в требуемых пределах, по указанию диспетчера энергосистемы по заранее составленному графику изменяется нагрузка и на других турбоагрегатах путем смещения их статических характеристик; во многих случаях целесообразным оказывается вывод турбин в резерв при снижении нагрузки энергосистемы и ввод в работу турбин, находящихся в резерве, при ее повышении.

Схема регулирования с гидравлическими связями и быстроходным регулятором частоты вращения

Схема регулирования, показанная на рис. 4.13, содержит все основные элементы любой самой сложной системы регулирования, однако имеет целый ряд недостатков. Одним из них является малая перестановочная сила регулятора. Действительно, для того чтобы регулятор быстро откликнулся на изменение частоты вращения, необходимо, чтобы его грузы 3 были легкими, а это означает, что центробежная сила, переставляющая муфту 4 и клапан 7, оказывается малой. Вместе с тем на клапаны действуют значительные силы, преодолеть которые центробежный регулятор в состоянии только в турбинах малой мощности с низкими параметрами пара.

Поэтому центробежные регуляторы турбин не соединяют непосредственно с парораспределительными органами, а воздействуют на них через вспомогательный усилительный механизм, называемый сервомотором.

Другой недостаток рассмотренной системы регулирования состоит в наличии большого количества механических соединений и шарниров, зазоры и трение в которых являются источником появления значительной нечувствительности. Опыт эксплуатации рычажных систем регулирования показал, что даже в хорошо отлаженных и пригнанных системах регулирования после относительно недолгой работы появляется нечувствительность, из-за чего приходится останавливать турбину на ремонт. Поэтому в современных системах используют в основном гидравлические связи, не подвергающиеся износу и не приобретающие нечувствительности со временем.

Наконец, центробежный регулятор частоты вращения, показанный на рис. 4.13, требовал пониженной частоты вращения регуляторного ва-

лика, поэтому его привод от вала турбины осуществлялся через понижающую передачу (чаще всего червячную), которая вследствие малой надежности была постоянным источником тяжелых аварий. Поэтому в системах регулирования современных паровых турбин регуляторы частоты вращения центробежного типа имеют специальную конструкцию, позволяющую им работать непосредственно на валу турбины.

На рис. 4.18 показана принципиальная схема регулирования с быстросходным регулятором частоты вращения и гидравлическими связями.

Перемещение регулирующего клапана 15, который управляет подачей пара в турбину 16, осуществляет сервомотор 14, представляющий собой цилиндр с движущимся внутри поршнем. При подаче рабочей жидкости под давлением в полость над поршнем с сообщением полости под поршнем с областью пониженного давления (сливом) поршень перемещается вниз и закрывает регулирующий клапан. При подаче рабочей жидкости под поршень регулирующий клапан открывается.

Подачей рабочей жидкости в сервомотор управляет золотник 11, на который сверху действует усилие пружины, а снизу — давление рабочей жидкости. При установившемся режиме работы турбины кромки золотника 11 располагаются в точности

против окон в буксе золотника, следовательно, рабочая жидкость, поступающая в полость между управляющими буртиками золотника, не может проходить в сервомотор, поэтому клапан 15 турбины неподвижен. Движение сервомотора происходит только при смещении золотника; тогда в одну из полостей сервомотора поступает жидкость под давлением, а другая полость сообщается через золотник с областью низкого давления.

Из рассмотрения принципа работы сервомотора и его золотника сразу следует важное преимущество такой системы: для перемещения золотника 11 не требуется большой перестановочной силы, при этом в сервомотор можно подавать жидкость под высоким давлением, что позволяет получить большое перестановочное усилие на клапане при малых размерах сервомотора.

Важным элементом системы регулирования является золотник обратной связи 12, обеспечивающий устойчивость ее работы. При своем движении поршень сервомотора 14 не только перемещает клапан, но и воздействует на давление под золотником 11, возвращая его к прежнему значению и останавливая движение поршня сервомотора 14 (поэтому золотник обратной связи часто называют выключателем).

Регулятор частоты вращения 9 помещен непосредственно на валу турбины 16 и выполнен в виде упругой ленты, деформация которой вызывает перемещение отбойной пластины 8, которая изменяет расход жидкости через сопло 17 в буксе 3. Положение буксы определяется разностью давлений рабочей жидкости в камерах 6 и 7. Если, например, частота вращения возрастает, то отбойная пластина 8 регулятора частоты вращения сдвинется вправо, слив из сопла 17 увеличится и давление в камере 7 снизится. Поэтому букса сдвинется вправо и увеличит площадь для прохода рабочей жидкости через окна 5 и 4 на слив. Это приведет

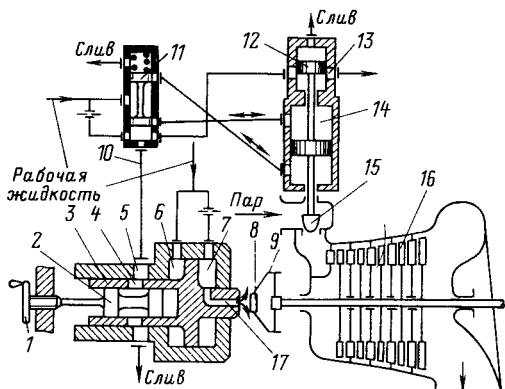


Рис. 4.18. Принципиальная схема регулирования с гидравлическими связями

к падению давления в линии 10 и опусканию отсечного золотника 11 (линию 10 называют импульсной, поскольку она дает импульсы на перемещение золотника). Рабочая жидкость начнет поступать в верхнюю полость сервомотора, и регулирующий клапан 15 закрывается. При этом важно, что золотник 12 обратной связи, перемещающийся вместе с поршнем сервомотора, будет прикрывать окна 13, компенсируя открытие окон 5 и восстанавливая давление в импульсной линии под золотником 11. В результате золотник 11 займет снова среднее положение, а клапан 15 — новое положение, обеспечивая поддержание частоты вращения.

При снижении частоты вращения процесс регулирования будет протекать в обратном порядке.

Золотник 2, перемещаемый с помощью маховичка 1 (или электродвигателя), играет роль механизма управления. Действительно, если, например, турбина включена в мощную энергосистему и ее частота вращения практически неизменна, то, закрывая окна 4 золотником 2, можно изменить давление под золотником 11, что вызовет его перемещение и поступление рабочей жидкости в сервомотор 14. Поршень сервомотора поднимется и увеличит его мощность. Открытие окон золотника 13 восстановит импульсное давление под золотником 11 и вернет его в среднее положение при новом режиме работы турбины.

Гидродинамические системы регулирования

Система регулирования, показанная на рис. 4.18, содержит только гидравлические связи, однако в ней сохранен механический центробежный регулятор, деформация ленты которого дает импульс для работы системы регулирования.

Наряду с механическими в турбинах используются гидравлические датчики частоты вращения, схема

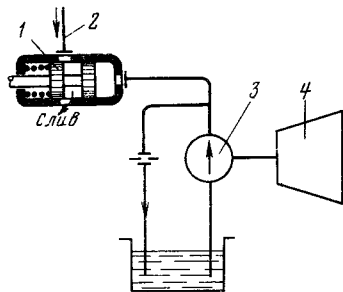


Рис. 4.19. Схема гидродинамического регулятора частоты вращения

одного из которых показана на рис. 4.19. Известно, что напор, развиваемый насосом, пропорционален квадрату частоты вращения. Поэтому изменение давления за насосом 3, установленным на валу турбины 4, можно использовать в качестве импульса для работы системы регулирования. Например, при возрастании частоты вращения турбины давление за насосом повысится, проточный золотник 1 сдвинется влево, сечение для прохода масла в буксе этого золотника увеличится, давление в импульсной линии 2 упадет, что вызовет смещение главного золотника 11 (см. рис. 4.18) и дальнейшую работу системы регулирования — точно такую же, как и при использовании механического регулятора частоты вращения.

Системы регулирования, в которых датчиком частоты вращения является центробежный насос, называются гидродинамическими. Чаще всего для этой цели используют специальный отдельный насос (импеллер), как правило, расположенный рядом с главным масляным насосом.

В гл. 6—8 рассмотрен ряд гидродинамических систем регулирования конкретных турбин.

Требования к системам регулирования и их дополнительные элементы

Теперь, после знакомства с задачами и принципами устройства си-

стемы автоматического регулирования, можно сформулировать предъявляемые к ней требования и рассмотреть пути их выполнения.

1. Система регулирования должна обеспечивать устойчивую работу турбины (без самопроизвольного изменения нагрузки) на всех режимах. Для этого неравномерность ее статической характеристики должна быть в пределах 4—5 %, а нечувствительность не более 0,3 %. В число обязательных режимов входит и наиболее трудный для регулирования режим холостого хода.

Управление турбиной должно быть легким и плавным, регулирующие клапаны должны открываться равномерно и без толчков.

2. Одним из самых важных требований является требование «удержания» турбины на частоте холостого хода при полном сбросе нагрузки с отключением генератора от сети. В этом случае нагрузка турбоагрегата мгновенно падает до нуля и регулирующие клапаны должны закрыться так, чтобы обеспечить частоту вращения холостого хода, соответствующую статической характеристике.

Если динамический заброс частоты вращения оказывается слишком большим (см. выше), то срабатывает защита турбины, вызывающая закрытие ее стопорных клапанов. Если при этом турбоустановка выполнена по блочной схеме, автоматика блока прекращает подачу топлива в котел. Последующий пуск блока даже при условии, что неполадка, вызвавшая сброс нагрузки, будет ликвидирована очень быстро, требует значительного времени. Поэтому к системе регулирования предъявляют требование обеспечивать перевод турбины на холостой ход настолько быстро, чтобы заброс частоты вращения не превысил 7—8 % номинальной. При этом котел останется в работе и примерно через минуту турбоагрегат достигнет частоты вращения, соответствующей статической характеристике. В случае не-

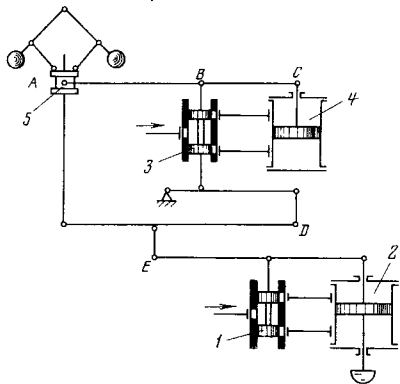


Рис. 4.20. Регулирование по частоте вращения и ускорению

необходимости повторного пуска оператору достаточно снизить с помощью МУТ частоту вращения до синхронной, включить генератор в сеть и набрать нагрузку.

Для увеличения быстродействия системы регулирования в нее вводят устройство, называемое дифференциатором, который реагирует на значительное ускорение ротора турбины. На рис. 4.20 показана схема регулирования, в которую кроме главного золотника 1 и главного сервомотора 2 введены золотник 3 и сервомотор 4, играющие вместе роль дифференциатора.

Представим себе, что нагрузка турбогенератора падает очень медленно, тогда его частота вращения будет медленно увеличиваться, а муфта регулятора скорости 5 медленно подниматься. При этом малейшее смещение точки *B* вверх будет вызывать подъем золотника 3 дифференциатора и опускание поршня сервомотора 4 дифференциатора с последующим выключением золотника 3. Иными словами, медленное увеличение частоты вращения будет приводить к повороту рычага *ABC* вокруг точки *B*, которая будет практически неподвижной. Это означает, что точка *D* будет оставаться неподвижной и система регулирования будет аналогичной изображенной на рис. 4.12; смещение точки *A* вызовет только

смещение точки *E* и перемещение главного золотника *1* и главного сервомотора *2*, восстанавливающего прежнюю частоту вращения путем закрытия клапанов турбины.

Представим себе теперь, что произошел быстрый сброс нагрузки. Тогда вместе с подъемом муфты регулятора (точка *A*) будет подниматься и золотник дифференциатора, а сервомотор *4* не будет успевать опускаться и выключать золотник *3* из-за быстротечности процесса. Таким образом, точка *E* рычага, определяющая работу главного золотника *1*, переместится вверх не только за счет перемещения муфты, но и вследствие перемещения в первый момент точек *B* и *D*. Следовательно, на золотнике *1* суммируются импульсы по скорости (подъем муфты) и по ускорению (подъем золотника дифференциатора).

По прошествии короткого времени точка *B* вернется на прежнее место и сервомоторы займут положение, отвечающее статической характеристике, но импульс, полученный в момент сброса нагрузки, существенно увеличит быстрдействие системы регулирования.

Конечно, организовать описанное суммирование импульсов можно не только с помощью механической системы, показанной на рис. 4.20, но и посредством гидравлических связей. Примеры этого приводятся ниже при рассмотрении конкретных систем регулирования.

Электрогидравлическая система регулирования

Использование импульсов по ускорению значительно повышает динамические качества системы регулирования, однако с ростом единичной мощности турбин этих сигналов оказывается недостаточно. Действительно, для того чтобы соответствующие механические устройства (сервомоторы) получили команду по этому импульсу при изменении частоты сети, вал турбогенератора должен

получить ускорение и изменить частоту вращения. Непосредственное использование электрического сигнала от генератора позволило бы получить гораздо большее быстрдействие. Поэтому современные системы регулирования снабжают специальными электрическими приставками, задачей которых является быстрое формирование корректирующих (исправляющих) импульсов, ускоряющих реакцию системы регулирования турбины на изменение внешних условий.

Исполнительная часть системы регулирования (золотники и сервомоторы) по-прежнему остается гидравлической в силу ее надежности и быстрдействия. Поэтому такую систему регулирования называют *электрогидравлической*. Ими оснащены практически все мощные современные турбины.

Электрическая часть системы регулирования имеет собственный электрический датчик частоты вращения, выполняемый в виде индукторного тахогенератора, т. е. генератора электрического тока небольшой мощности с возбуждением от постоянных магнитов, расположенного на валу турбины. Механический регулятор сохранен, но выполняет свои функции только в случае неисправности или отключения электрической части системы регулирования. Последняя содержит также датчики активной мощности генератора и давлений пара перед турбиной и в паропроводах промежуточного перегрева.

Электрическая часть выполняется в виде отдельных функциональных блоков: блоков удержания холостого хода при отключении генератора от сети после получения сигнала от блок-контактов; блоков корректоров, обеспечивающих дополнительное перемещение клапанов, которым компенсируется влияние объема паропроводов промежуточного перегрева; блока разгрузки турбины при снижении давления перед ней; блока быстродействующего ограничителя мощности, который быстро снижает на-

грузку турбины при авариях в энергосистеме.

Электрические сигналы от всех этих блоков суммируются в магнитном усилителе, который воздействует на электрогидравлический преобразователь — устройство, преобразующее электрический импульс в гидравлический и вводящее последний в гидравлическую часть системы регулирования.

Электрическая часть системы регулирования позволяет легко изменить степень неравномерности статической характеристики: слабо — в области значительных нагрузок и сильно — в зоне холостого хода и малых нагрузок.

Регуляторы частоты вращения

Долгое время для турбин применялись тихоходные регуляторы частоты (с частотой вращения около 400 1/мин). Необходимость понижающей частоту вращения передачи от главного вала к валу регулятора, неизбежные зазоры в большом количестве шарниров и другие недостатки такого регулятора привели к замене их бесшарнирным упругим регулятором (рис. 4.21).

К валу турбины крепится траверса 1, на которой закреплена упругая рамка 3, выполненная из ленточной пружины. Рамка стянута пружиной 2, на оси которой расположены грузы 5. При вращении вала турбины грузы расходятся, преодолевая натя-

жение пружины и обеспечивая осевое перемещение показанной на рис. 4.18 отбойной пластины 4, управляющей перемещением промежуточного золотника. Такими регуляторами частоты вращения оборудованы все современные турбины ЛМЗ.

Бесшарнирный регулятор частоты вращения соединяют с валом турбины шлицевой муфтой, чтобы обеспечить свободное перемещение вала турбины при его тепловых расширениях без изменения расстояния (при одной и той же частоте вращения) между сливным соплом и отбойной пластиной. Иногда, однако, при износе или загрязнении шлицевого соединения в нем происходят заедания и возникают качания нагрузки на турбине.

Многие заводы (ХТЗ, ТМЗ, КТЗ) в качестве регулятора частоты вращения используют импульсный центробежный насос (импеллер).

Золотники и сервомоторы

Как уже отмечалось, перестановочные силы регуляторов частоты вращения недостаточны для перестановки регулирующих органов турбины. Поэтому между регулятором и регулируемыми клапанами устанавливают цепочку элементов — усилителей, каждый из которых состоит из золотника и сервомотора.

Золотники систем регулирования должны работать с минимально допустимым трением и максимальной надежностью и долговечностью. Трение приводит к нечувствительности системы регулирования и качаниям нагрузки в пределах степени нечувствительности

На рис. 4.22 показан так называемый трансформатор давления — элемент гидродинамической системы регулирования турбин КТЗ, усиливающий импульс по давлению насоса-регулятора. Главным элементом трансформатора является золотник, перемещающийся во втулке, установленной в корпусе трансформатора. Положение золотника оп-

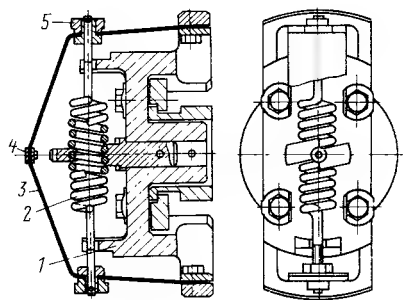


Рис. 4.21. Бесшарнирный быстроходный регулятор частоты вращения турбин ЛМЗ

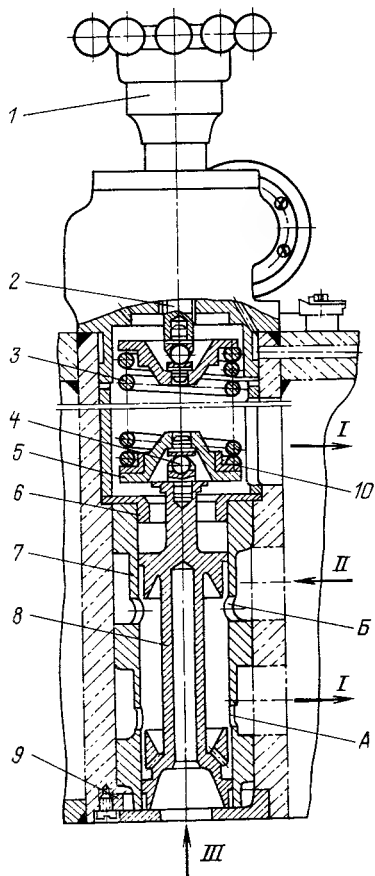


Рис. 4.22. Трансформатор давления систем регулирования турбин КТЗ:

1 — механизм управления; 2 — шпindel; 3 — пружина; 4 — шарик; 5 — тарелка пружины; 6 — втулка упорная; 7 — втулка трансформатора; 8 — золотник трансформатора; 9 — крышка; 10 — подкладное кольцо; I — слив на всасывание главного масляного насоса; II — масло из импульсной линии; III — масло от главного масляного насоса

ределяется равенством сил, создаваемых упругостью пружины и подаваемым под золотик давлением, развиваемым главным масляным насосом-регулятором. При изменении частоты вращения изменяется положение золотника, который управляет давлением в импульсных линиях, используемых для управления работой отсечного золотника.

Для уменьшения сил трения верхняя опора золотника выполнена шаровой. Такой же выполнена верхняя опора пружины, что уменьшает пе-

рекосы золотника и его придавливание к боковой поверхности втулки. В нижнем поршне золотника имеются четыре противоположно расположенных отверстия, через которые вытекает масло. Это обеспечивает самоцентрировку золотника.

Усилие пружины можно изменять вручную вращением маховика или дистанционно посредством сервоэлектродвигателя. Одно и то же положение золотника при различных сжатиях пружины будет достигаться при

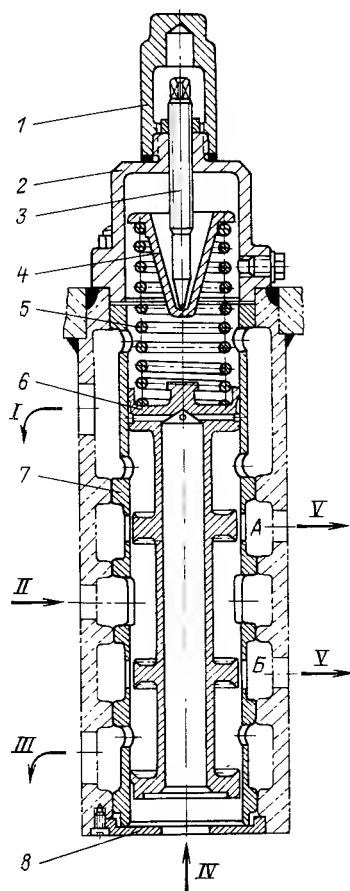


Рис. 4.23. Отсечной золотник систем регулирования турбин КТЗ:

1 гайка колпачковая; 2 — крышка верхняя; 3 — винт регулировочный; 4 — тарелка коническая; 5 — пружина; 6 — золотник; 7 — втулка золотника; 8 — крышка нижняя; I — слив; II — масло от главного масляного насоса; III — слив на всасывание главного масляного насоса; IV — масло из импульсной линии; V — слив в полость сервомотора

разных давлениях под золотником, т. е. при разных частотах вращения турбоагрегата. Таким образом, пружина совместно с нагрузочным регулирующим механизмом служит синхронизатором.

На рис. 4.23 показана конструкция блока отсечного золотника. Главный элемент блока — золотник, который перемещается во втулке, запрессованной в корпус блока. Золотник имеет две пары поршней, кромки которых управляют подачей масла от главного масляного насоса в сервомотор регулирующих клапанов и сливом масла из него. Золотник нагружен сверху пружиной, а снизу — давлением импульсного масла, поступающего от трансформатора давления, рассмотренного выше.

Для поддержания высокой чувствительности предусмотрены конструктивные меры по уменьшению перекосов золотника (шаровые опоры, гидравлическая самоцентрировка золотника). Управляющие поршни вы-

полнены с небольшой перекрышей относительно каналов, однако на их кромках имеются треугольные насечки, которые обеспечивают плавность подачи масла к сервомотору.

На рис. 4.24 показан сервомотор, поршень 7 с насадным бронзовым кольцом 12 которого перемещается в корпусе 1, закрытом крышкой 2, под действием силового масла, подаваемого отсечным золотником в верхнюю или нижнюю полость (над или под поршнем).

Шаровая пята 5 тяги 3, приводящей через системы рычагов регулирующие клапаны турбины, закреплена в сферическом подпятнике 6 с помощью втулки 4 внутри верхней направляющей части поршня. Шаровая пята допускает отклонение тяги 3 относительно оси поршня без заклинивания; этому же способствует размещение пята близко к поршню.

Выше отмечалось, что для устойчивой работы регулирования обязательно необходимо иметь «выключатель» (обратную связь), возвращающий отсечной золотник в среднее положение при достижении регулирующими клапанами требуемого положения. В сервомоторе, показанном на рис. 4.24, роль «выключателя» играет трубка 8 с прорезями вдоль образующих, в которую подается масло из импульсной линии; давление в этой линии определяет положение отсечного золотника (см. рис. 4.23). На нижней цилиндрической части поршня сервомотора, перемещающейся в бугсе 9, установлены уплотнительные кольца 10 и плавающее кольцо 11, управляющее сливом масла из импульсной линии через прорези в трубке 8 во всасывающую линию насоса.

Снабжение систем регулирования рабочей жидкостью осуществляется масляными насосами и зависит от ее вида.

При использовании в системах смазки и регулирования единой рабочей жидкости — органического масла — его подача выполняется главным масляным насосом, установлен-

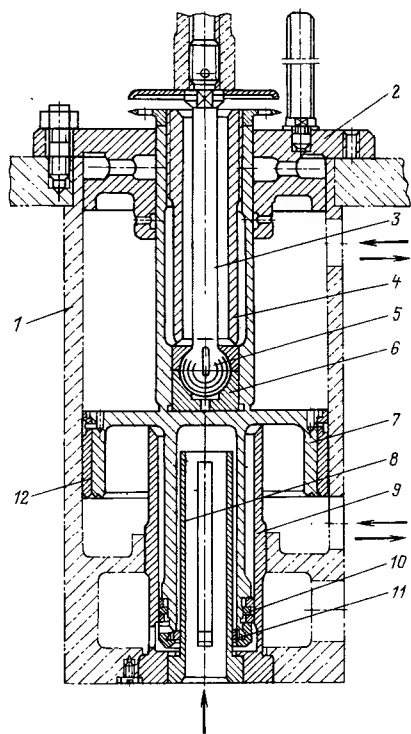


Рис. 4.24. Сервомотор турбин КТЗ

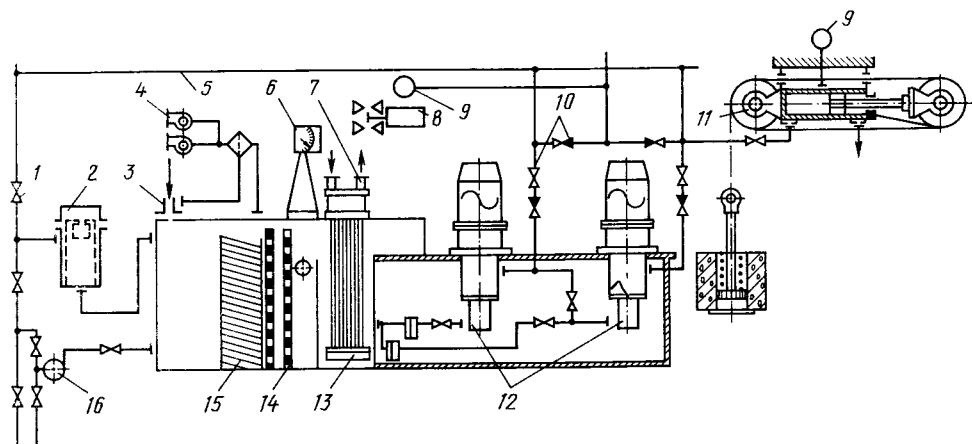


Рис. 4.25. Схема снабжения маслом систем регулирования турбин ЛМЗ, работающих на огнестойком масле:

1 — вентиль; 2 — фильтр тонкой очистки масла; 3 — слив масла в бак; 4 — экстауер; 5 — напорная линия; 6 — поплавковый указатель уровня; 7 — отвод и подвод охлаждающей воды; 8 — аварийное реле; 9 — электроконтактные манометры (ЭКМ); 10 — обратные клапаны; 11 — пружинно-грузовой аккумулятор; 12 — насосы с двигателями переменного тока; 13 — маслоохладитель; 14 — фильтрующие сетки; 15 — воздухоотделитель; 16 — вспомогательный насос

ным на валу турбины, а при пусках — вспомогательным масляным насосом. Пример конструкции главного масляного насоса показан на рис. 4.7.

Системы регулирования, в которых в качестве рабочей жидкости используются огнестойкие масла, обычно отделены от системы смазки подшипников и имеют собственную систему маслоснабжения. На рис. 4.25 показана схема маслоснабжения турбин ЛМЗ, использующих для работы огнестойкую жидкость и в виль. Поступающее из системы регулирования огнестойкое масло проходит пакеты воздухоотделителя, сетчатые фильтры и маслоохладитель, установленные в масляном баке, и подается на всас одного из насосов с приводом от электродвигателя переменного тока, направляющего масло в систему регулирования. Второй аналогичный насос постоянно находится в резерве и автоматически включается при уменьшении давления в напорной линии, например при переходных процессах, когда расход масла может быстро возрасти в 4—5 раз. Включение резервного насоса осуществляется электроконтактным манометром

через аварийное реле. Для поддержания давления в напорном маслопроводе при переключениях насосов, а также при исчезновении питания электродвигателей на короткое время (до 5 с) служит пружинно-грузовой аккумулятор. Часть масла постоянно пропускается через фильтр тонкой очистки для улавливания мельчайших механических примесей. Вспомогательный насос позволяет удалять масло из бака или направлять его к фильтру тонкой очистки.

В системах регулирования с негорючими маслами давление составляет 4—5 МПа. Для его создания ЛМЗ разработал специальные многоступенчатые центробежные насосы, давление за которыми слабо зависит от расхода. Конструкция такого насоса показана на рис. 4.26.

Насос вертикальной конструкции состоит из цилиндрического корпуса 5, в нижней крышке 16 которого расположена подводная камера, а в верхней 11 — зубчатая муфта 9, соединяющая вал 2 насоса и вал 10 электродвигателя, прикрепляемого к фланцу верхней крышки 11. При нормальной работе масло последовательно поступает в девять ступеней



насоса, каждая из которых состоит из рабочего колеса 3, насаженного на вал 2, и последующего направляющего аппарата 7, повышающего давление и направляющего масло к рабочему колесу следующей ступени. Между ступенями установлены диафрагмы 6 с уплотнительными втулками 4. Из направляющего аппарата 14 последней ступени масло поступает во внутреннюю напорную полость корпуса и оттуда — в систему регулирования.

Ротор насоса вращается в опорных подшипниках 1 и 8, смазываемых перекачиваемым маслом. Для восприятия осевого усилия, действующего на ротор, служит гидропята — разгрузочный диск 12, опирающийся на шайбу 13 через масляную пленку, возникающую между ними при прохождении масла из верхнего подшипника в полость верхней крышки 11.

При остановке насоса давление в напорной полости падает, пружина амортизатора 17 отжимает вверх сферический подпятник 15, который воспринимает вес ротора насоса, не допуская разрушения поверхностей гидропята и шайбы.

В водяных системах регулирования вода под давлением 2—2,5 МПа берется за конденсатными насосами, подающими конденсат из конденсатора в деаэратор. Таким образом, в принципе в водяных системах в специальных насосах водоснабжения нет необходимости. Однако повышенные требования к чистоте воды заставляют в начальный период эксплуатации турбин, а иногда и постоянно, использовать замкнутую систему водоснабжения, элементы которой выполнены из нержавеющей стали с соответствующими антикоррозионными покрытиями.

Регулирующие клапаны и их привод

Регулирующие клапаны являются исполнительными органами системы

регулирования. К ним предъявляются следующие требования.

1. Работа клапанов должна быть исключительно надежной, так как они не только обеспечивают заданную нагрузку турбин, но и являются исполнительными органами одного из контуров защиты. Клапаны должны плотно прилегать к седлам при полном закрытии во избежание разгона турбины при сбросах нагрузки. Конструкция корпуса клапана не должна приводить к высоким температурным напряжениям, из-за которых пришлось бы ограничить скорость пуска и нагружения турбины (см. гл. 15).

2. При полном открытии клапанов потери давления в них должны быть невелики, так как дросселирование пара приводит к снижению используемого теплоперепада турбины (см. § 2.12).

Для пуска пара в турбину в настоящее время используют только односедельные клапаны, которые могут обеспечить достаточно плотное прилегание к седлу при полном закрытии.

Для сохранения плотности клапана при возможных небольших перекосах его поверхность делают шарообразной. Тем не менее даже в этом случае с течением времени появляются неплотности вследствие износа (эрозии) седла и чаши клапана струями пара при малых открытиях, когда скорости течения пара велики (критические или близкие к ним).

Седла клапанов имеют расширяющиеся каналы (диффузоры), позволяющие на расчетном режиме частично восстановить давление пара перед проточной частью турбины. Это позволяет применять регулирующие клапаны небольшого сечения, что уменьшает усилия, действующие на них, и в ряде случаев облегчает их размещение. Конфигурация клапана и его седла выбирается такой, чтобы была обеспечена примерно линейная связь между подъемом клапана и расходом пара через него, что упрощает конструирование си-

стемы регулирования в целом. Кроме того, для устойчивой работы турбины на холостом ходу открытие первого клапана должно производиться при значительном его перемещении, но малом открытии и малом изменении степени открытия.

На рис. 4.27 показано клапанное парораспределение турбин КТЗ. Пар от стопорного клапана подводится в клапанную коробку, приваренную к крышке корпуса турбины. Внутри коробки установлено шесть седел клапанов, на которых размещено шесть клапанов. Штоки всех клапанов проходят через отверстия в траверсе, а сама траверса с помощью

двух штоков через серьги и систему рычагов поднимается и опускается штоком сервомотора, показанного на рис. 4.24.

При движении поршня сервомотора траверса перемещается вверх-вниз. Шток каждого из клапанов заканчивается гайкой, поэтому после перемещения вверх на всю длину штока соответствующего клапана траверса захватывает его за гайку и открывает клапан. Штоки клапанов имеют различную длину, и поэтому при подъеме траверсы они открываются последовательно.

Рассмотренная клапанная конструкция КТЗ применима только при

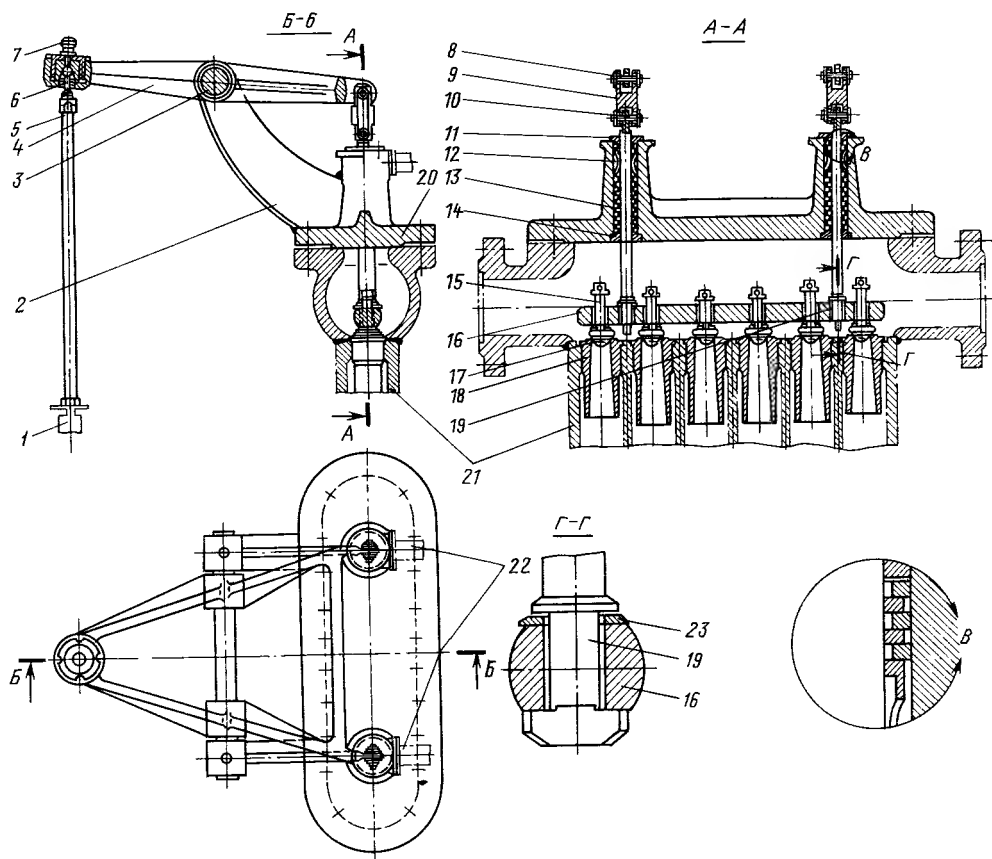


Рис. 4.27. Клапанное парораспределение турбин КТЗ:

1 сервомотор; 2 кронштейн; 3 — ось; 4 — рычаг; 5 — тяга; 6 — шаровое сочленение; 7 — масленка; 8 — валик серьги; 9 — серьга; 10 — валик штока; 11 — фланец направляющий; 12 — фонарик отсоса пара; 13 — кольца уплотнительные; 14 — втулка направляющая; 15 — хвостовик клапана; 16 — траверса; 17 — клапан; 18 — диффузорные седла клапанов; 19 — шток; 20 — крышка клапанной коробки; 21 — клапанная коробка; 22 — трубка отсоса пара из уплотнений; 23 — шайба дистанционная

умеренных начальных параметрах пара (до 535 °С и до 9 МПа). При больших температурах размещение сопловых коробок только в одной половине корпуса турбины (верхней или нижней) становится невозможным из-за возникающей неравномерности температур по окружности корпуса турбины. Поэтому сопловые коробки необходимо размещать по всей окружности паровпуска (см. рис. 3.31); при этом каждый регулирующий клапан имеет свой индивидуальный шток, выходящий наружу.

При больших давлениях пара усилия, необходимые для отрыва клапана при его открытии, сильно растут вследствие увеличения разности давлений перед и за клапаном и могут достигать нескольких тонн. Особенно больших значений эти усилия достигают в штоке клапана, открывающегося первым, так как перед клапаном может быть полное давление, а за ним — вакуум. Эти усилия увеличиваются с ростом мощности турбины, так как расход пара и площадь клапана, необходимая для его пропускания, существенно возрастают (при больших скоростях в клапане возникают большие потери на расчетном режиме).

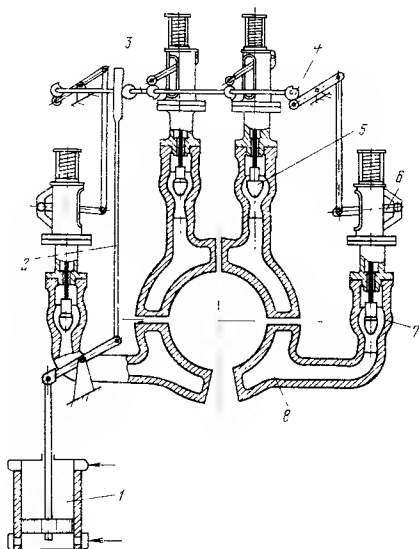


Рис. 4.28. Система распределения с отдельными клапанными коробками

Для таких условий рациональной оказывается конструкция, показанная на рис. 4.28. Регулирующие клапаны 5 установлены в отдельности в корпусах клапанов 7, из которых пар поступает к регулирующей ступени (в сопловые коробки 8). Каждый клапан перемещается штоком и рычагами 6. Шток сервомотора 1 через систему рычагов, рейку 2 и зацепленное с ней зубчатое колесо вращает расположенный в подшипниках (не показанных на рис. 4.28) кулачковый вал 3. Кулачковые шайбы 4, установленные на этом валу, при его вращении в определенной последовательности открывают регулирующие клапаны.

На рис. 4.29, а показана конструкция регулирующего клапана ЛМЗ, регулирующая чаша которого подает пар из паровой коробки 9 через диффузор 11 в сопловую коробку 13, вваренную в корпус турбины 12, к соплам 14.

На кулачковом валу 5, вращаемом сервомотором через реечную передачу, расположены кулачковые шайбы 6 (по одной на клапан), перемещающиеся через ролик 4 приводной рычаг 17. При перемещении рычага вверх он смещает вверх рамку 3, к нижнему фланцу которой прикреплен шток 7, перемещающийся внутри буксы 8. На другом конце этого штока расположен клапан 10, также поднимающийся вверх. При этом одновременно сжимается пружина 2.

Собственно клапан показан на рис. 4.29, б. Внутри основного клапана 3 располагается разгрузочный клапан 4. В начале открытия клапана перемещение штока 1 приводит к подъему разгрузочного клапана; при этом давление внутри основного клапана мало отличается от давления за ним и происходит частичная разгрузка основного клапана. Затем, после подъема разгрузочного клапана на высоту около 8 мм, начинается подъем основного клапана.

Конструкция клапана должна обеспечивать, как отмечалось выше, не только разгрузку при открытии

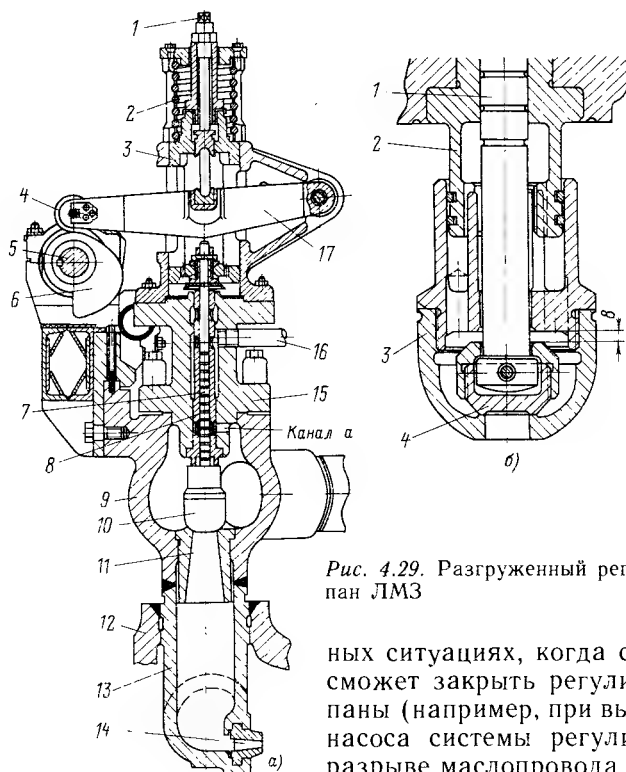


Рис. 4.29. Разгруженный регулирующий клапан ЛМЗ

или частичных нагрузках, но и плотное прилегание в закрытом состоянии. Для этого в крышке 15 паровой коробки выполнен канал *a*, обеспечивающий полное давление внутри основного клапана при закрытом разгрузочном.

Клапан со штоком должен быть сконструирован так, чтобы на всех режимах направление силы, действующей на шток, позволяло ей растягивать шток. Это исключит его защемление при подъеме или опускании клапана. Кроме того, это даст возможность избежать пульсаций клапана при изменениях направления парового усилия. Для этой цели служат нажимной винт 1 и пружина 2, которая также позволяет компенсировать тепловое расширение штока 4 и рамки 3, не допуская каких-либо зазоров, в пределах которых может происходить вибрация клапана.

Наконец, в некоторых аварий-

ных ситуациях, когда сервомотор не сможет закрыть регулирующие клапаны (например, при выходе из строя насоса системы регулирования или разрыве маслопровода подачи масла к сервомотору), пружина 2 преодолевает сопротивление всех звеньев передаточного механизма и закроет регулирующие клапаны. Это предохранит турбину от разгона.

Между штоком и буксой клапана оставляют значительный радиальный зазор, достигающий 0,2—0,4 мм при относительно небольшом диаметре штока (40—60 мм). Это определяется, во-первых, тем, что при большой длине штока (до 1 м) его трудно выполнить идеально прямым; во-вторых, в зазоре происходит утечка пара вдоль штока. Для утилизации ее теплоты уплотнение штока трубопроводом 16 соединяют с подогревателем питательной воды.

Использование теплоты утечек часто производят в две ступени: вдоль штока осуществляют два отсоса пара подобно тому, как это делают в концевых уплотнениях (см. § 2.13). Пар первого отсоса направляют в деаэратор, а второго — в эжекторный холодильник, в котором давление меньше атмосферного.

Такая схема позволяет полностью избежать утечек пара в машинный зал.

Регулирующие клапаны современных мощных турбин, как правило, выполняют в комбинации со стопорными клапанами.

4.3. АВТОМАТИЧЕСКАЯ СИСТЕМА ЗАЩИТЫ ТУРБИНЫ

Необходимость защиты турбины

Нормальная работа турбины обеспечивается системой регулирования при условии удовлетворительного состояния всех ее элементов. Однако как в системе регулирования, так и в самой турбине могут возникнуть различного рода неисправности, в некоторых случаях настолько серьезные, что может потребоваться немедленное прекращение подачи пара в турбину, а иногда и отключение генератора от сети. Кроме того, турбина работает в комплексе с такими сложными агрегатами, как котел (или реактор), конденсатор, регенеративные подогреватели, а через электрический генератор турбина связана с электрической сетью. Сложность этих агрегатов также не исключает возможности нарушения их работы, что может создать угрозу для турбины.

Поэтому паровая турбина оснащается системой защиты, автоматически предохраняющей ее от разрушения при различного рода неполадках как в ней самой, так и в элементах связанного с ней оборудования ТЭС.

Необходимость в немедленном прекращении подачи пара в турбину возникает при:

1) увеличении частоты вращения сверх допустимой;

2) недопустимом осевом сдвиге ротора относительно статора;

3) недопустимом увеличении давления относительно статора;

4) недопустимом снижении давления в системах смазки и регулирования (см. § 4.1).

Для предупреждения тяжелых последствий перечисленных явлений в любой турбине предусмотрена автоматическая защита.

На работающей турбине может возникнуть аварийное положение при бездействии соответствующей защиты. В этом случае турбина должна быть остановлена с помощью автомата безопасности, установленного на валу турбины, с возможностью воздействия на него как у самой турбины, так и на местном или дистанционном щите управления. Впрочем, необходимо заметить, что доля автоматизированных защит постоянно увеличивается.

Каждая из защит турбины работает так, что при выходе параметра, по которому производится защита, в область недопустимых значений подача пара прекращается и не может возобновиться автоматически даже в том случае, если параметр вернется к нормальному значению. Турбина может быть пущена персоналом только после выяснения причин срабатывания защиты и при уверенности в безопасности пуска.

Исполнительные органы системы защиты

Исполнительными органами системы защиты являются стопорные и обратные клапаны.

Каждая турбина снабжается одним или несколькими стопорными клапанами, расположенными перед регулирующими клапанами. Стопорные клапаны должны быстро и надежно сработать для прекращения подачи свежего пара в турбину. При этом в блочных установках пар, выработка которого паропроизводящей установкой не может быть прекращена мгновенно, направляется через быстродействующую редукционно-охладительную установку (БРОУ) в конденсатор (см. гл. 13) или через предохранительные клапаны, расположенные на паропроводе, — в атмосферу.

Для турбин с промежуточным перегревом пара отключение паропроводов только свежего пара недостаточно, так как некоторое время пар будет поступать из паропроводов промежуточного перегрева в ЦСД и разгонять турбину. Поэтому непосредственно перед ЦСД или прямо на его корпусе устанавливают

стопорные клапаны, отсекающие пар промежуточного перегрева от ЦСД. Перед стопорными клапанами ЦСД располагают сбросные клапаны, направляющие пар из системы промежуточного перегрева в конденсатор.

В турбинах насыщенного пара, в которых между ЦВД и ЦНД ус-

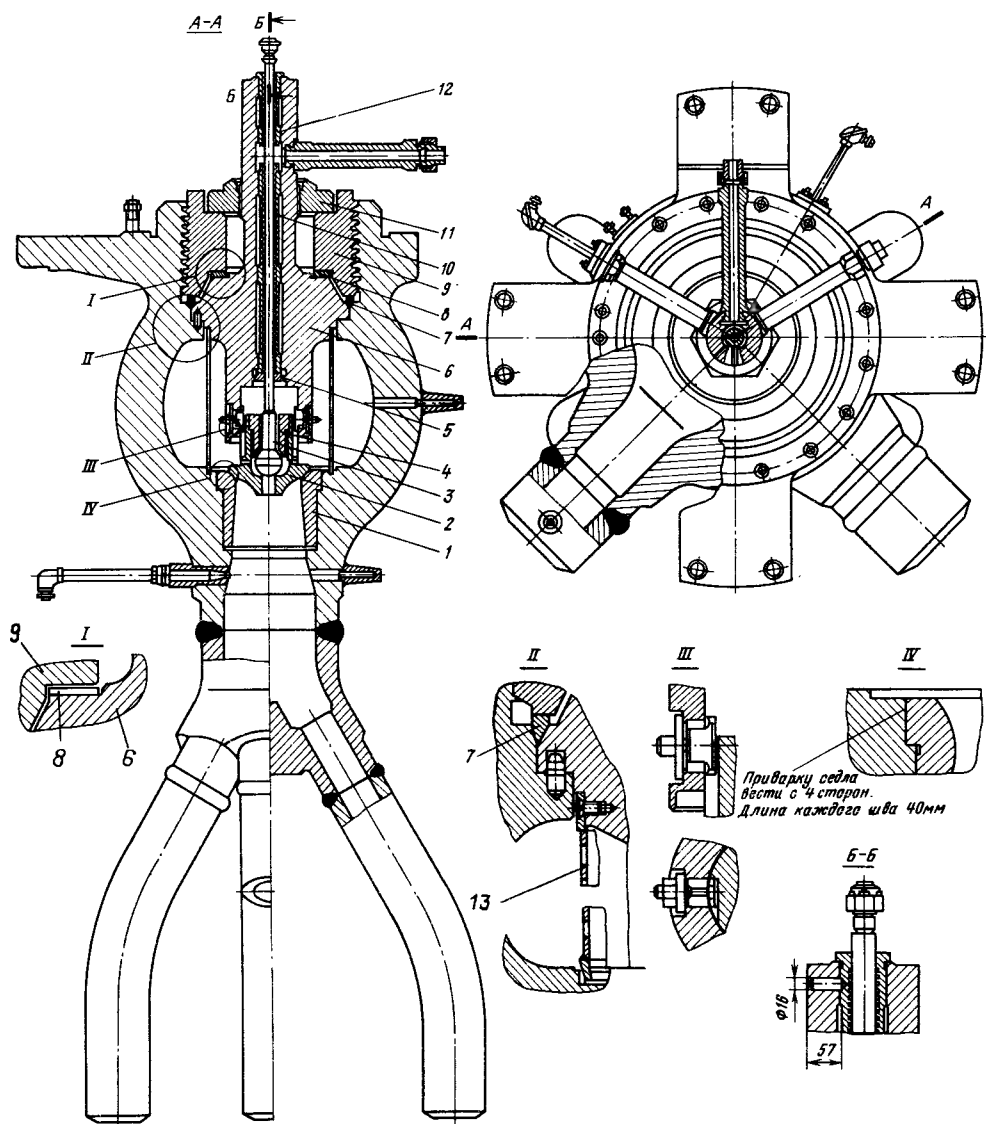


Рис. 4.30. Стопорный клапан турбины К-300-240 ЛМЗ:

1 — седло; 2 — клапан диаметром 200 мм; 3 — шток; 4, 5, 11 — гайки специальные; 6 — буска; 7 — кольцо уплотнительное; 8 — кольцо подкладное; 9 — гайка клапана специальная; 10, 12 — нижняя и верхняя буски; 13 — паровое сито

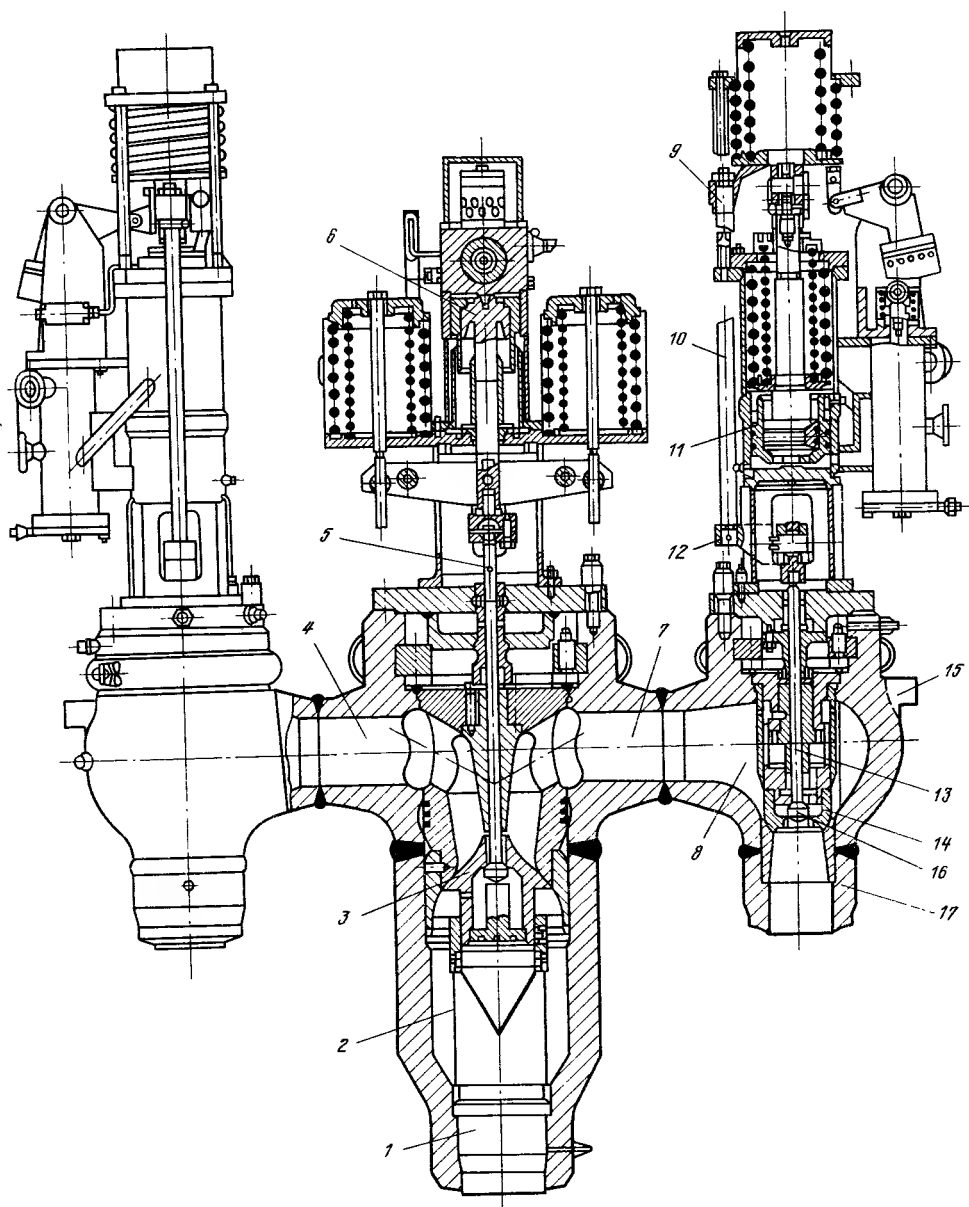


Рис. 4.31. Блок стопорно-регулирующих клапанов ЛМЗ

танавливают сепаратор-перегреватель, предусматривается установка за последним стопорных клапанов (заслонок), аналогичных стопорным клапанам ЦСД турбин с промежуточным перегревом.

Однако и этой защиты от поступления пара в турбину недостаточно, так как пар в нее может проникать из паропроводов регулируемых от-

боров и из регенеративных подогревателей. Такое положение возникает при закрытии стопорного клапана и быстром падении давления внутри турбины; тогда в регенеративных подогревателях происходит вскипание конденсата греющего пара, который устремляется в турбину. Поэтому на трубопроводах отбора устанавливают обратные клапаны, часто

с принудительным закрытием посредством сервомоторов, которые получают импульс от концевых выключателей, установленных на стопорных клапанах и подающих сигнал при почти полном их закрытии.

Конструкции стопорных клапанов принципиально не отличаются от конструкций регулирующих клапанов.

На рис. 4.30 показана конструкция стопорного клапана турбины К-300-240 ЛМЗ. Корпус клапана устанавливают на фундаментной плите при помощи опорной конструкции. Пар из котла подводится к клапану по двум патрубкам и по трем паропроводам направляется к регулирующим клапанам турбины. Клапан выполнен разгруженным: при движении сервомотора (на рисунке не показан) шток открывает сначала небольшой разгрузочный клапан, а затем — основной клапан. Для исключения возможности попадания сварочного грата и посторонних предметов в стопорный и регулирующие клапаны и проточную часть турбины в корпусе клапана установлена металлическая сетка.

Сервомоторы стопорных клапанов выполняют односторонними: масло подается только с одной стороны поршня. При срабатывании защиты давление масла под поршнем сервомотора резко уменьшается и пружина сажает клапан на седло.

Как уже указывалось, стопорные и регулирующие клапаны в современных турбинах часто конструктивно выполняют в едином блоке, который устанавливают рядом с турбиной. На рис. 4.31 показан блок клапанов, используемых для турбин ЛМЗ мощностью 800-1200 МВт. Пар из котла подводится к патрубку 1, проходит паровое сито 2, препятствующее попаданию в блок клапанов и в турбину посторонних предметов, и поступает к стопорному клапану 3. При подаче масла в полость над поршнем 6 сервомотора поршень опускается, сжимая пружины серво-

мотора, перемещает шток 5 стопорного клапана вниз. При этом сначала открывается разгрузочный, а затем основной стопорный клапан. Пар поступает в соединительные патрубки 4 и 7, а из них — в корпуса регулирующих клапанов 8. При подаче главным золотником масла под давлением под поршень 11 сервомотора траверсы 9 и 12, скрепленные колонками 10, перемещаются вверх, увлекая за собой шток 13 клапана. В результате сначала открывается разгрузочный клапан 16, а затем и основной регулирующий клапан 14. При этом пар из клапанной коробки проходит к патрубку 17 и из него — в гибкий паропровод и затем в турбину.

Блок клапанов лапами 15 уста-

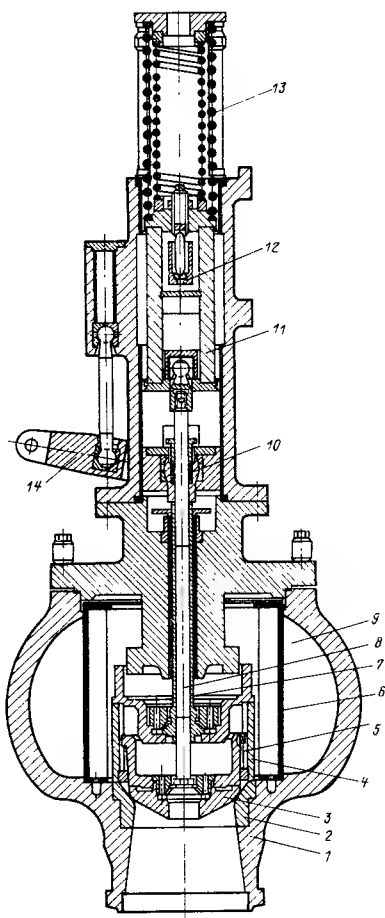


Рис. 4.32. Комбинированный клапан турбины К-500-60/1500 ХТЗ

навливается на сварную конструкцию и свободно расширяется на ней по шариковым опорам.

На рис. 4.32 показана конструкция комбинированного стопорно-регулирующего клапана другого типа, широко применяемого ХТЗ. Этот клапан имеет один корпус 1, внутри которого установлено два клапана: стопорный 4 и регулирующий 3. Перед пуском турбины сервомотор стопорного клапана (на рисунке не показан) приводит в движение рычаг 14, поворачивающийся вокруг сфериче-

ской стержневой опоры и захватывающий через вторую сферическую опору 10 трубчатый шток 7. Тем самым стопорный клапан 4 открывается, отрывается от седла 2 и переходит в крайнее верхнее положение. При таком положении стопорного клапана может приступить к выполнению своих функций регулирующий клапан 3.

Чаша 5 регулирующего клапана перемещается штоком 8 после предварительного открытия разгрузочного клапана, расположенного внутри штока 7, рамкой 11 через палец, перемещаемый траверсой 12. Привод траверсы осуществляется по ее краям кулачками через распределительный вал, вращаемый рейкой и сервомотором. Закрытие регулирующего клапана осуществляется пружиной 13.

При открытых стопорном и регулирующем клапанах пар поступает в паровую коробку 9, проходит паровое сито 6, между регулирующим клапаном и седлом и направляется в турбину.

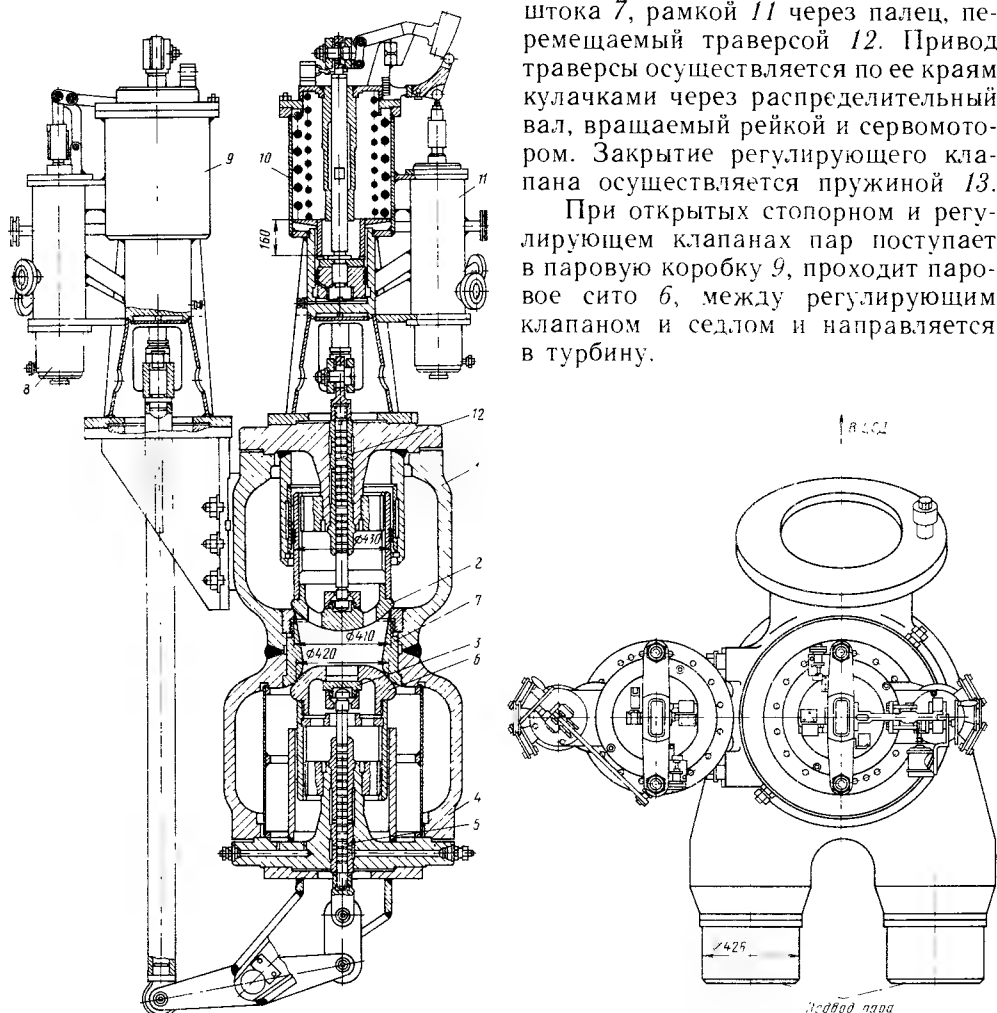


Рис. 4.33. Стопорно-регулирующий клапан ЦСД турбины К-300-240 ЛМЗ:

1 - корпус регулирующего клапана; 2 - регулирующий клапан; 3 - разгрузочный клапан; 4 - корпус стопорного клапана; 5, 12 - шток; 6 - стопорный клапан; 7 - седло клапанов; 8, 11 - золотники сервомоторов; 9, 10 - сервомоторы стопорного и регулирующего клапанов

Стопорный и регулирующий клапаны управляются отдельно и независимо друг от друга своими сервомоторами.

Основное преимущество комбинированного клапана рассмотренной конструкции по сравнению с отдельными стопорным и регулирующим клапанами — практически вдвое меньшие потери давления на дросселирование при полном открытии. Кроме того, он имеет меньшую металлоемкость и трудоемкость изготовления.

На рис. 4.33 представлен стопорно-регулирующий клапан турбины К-300-240 ЛМЗ, устанавливаемый перед ЦСД и служащий главным образом для уменьшения динамического заброса частоты вращения при сбросе нагрузки и отключении генератора от сети. Клапан имеет одно общее седло, на противоположных сторонах которого установлены стопорный и регулирующий клапаны, перемещаемые своими сервомоторами. Пар по двум паропроводам из промежуточного пароперегревателя котла поступает через паровое сито в корпус стопорного клапана, проходит последовательно стопорный и регулирующий клапаны и из паровой коробки регулирующего клапана поступает прямо в корпус ЦСД, к которому он присоединен фланцем (см. рис. 3.36).

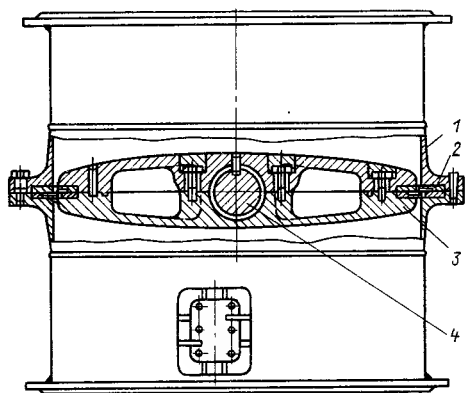


Рис. 4.34. Поворотная заслонка турбины К-220-44 ХТЗ:

1 — корпус; 2 — седло; 3 — диск; 4 — вал

На рис. 4.34 показана стопорная поворотная заслонка, устанавливаемая на паропроводе диаметром 1200 мм, идущем от СПП к ЦНД турбины К-220-44 ХТЗ. При резком сбросе нагрузки с отключением генератора от сети сервомотор с помощью рейки поворачивает вал заслонки, закрывая паропровод. Диск заслонки выполнен обтекаемой формы и не создает существенного дросселирования пара в открытом положении.

Клапан, устанавливаемый на паропроводе отбора, выполняют одновременно и обратным, и защитным. На рис. 4.35 показано положение клапана в закрытом состоянии, когда в полость над поршнем подан конденсат из напорной линии конденсатных насосов. При этом шток клапана опускается вниз и тарелка клапана садится на седло. При снятии давления конденсата пружина переместит клапан вверх, однако при этом тарелка останется на месте до тех пор, пока кинетическая энергия поступающего пара не повернет тарелку и не откроет клапан до положения, указанного на рисунке пунктиром.

В случае обратного потока пара или воды последний увлечет тарелку клапана и посадит ее на седло, отсекая проход для пара; при этом положение поршня 2 не будет иметь никакого значения. При закрытии стопорных клапанов турбины или отключении генератора от сети подается сигнал на соленоидный клапан, подающий силовой конденсат в полость над поршнем и принудительно закрывающий обратный клапан, не допуская пар из отборного паропровода в турбину.

Защита турбины от разгона

Разгон турбины сверх допустимой частоты вращения очень опасен. Недопустимое увеличение частоты вращения турбогенератора может произойти по двум основным причинам: либо при нарушении связей (муфт) между отдельными валами турбоге-

нератора, когда с какого-либо из валов снимается нагрузка, либо при отключении электрического генератора от сети.

Первая причина должна быть безусловно исключена при всех обстоятельствах путем правильного выбора размеров и сборки муфт.

Вторая причина в практике эксплуатации действует достаточно часто, поэтому турбоагрегат и его системы регулирования и защиты должны быть выполнены с учетом такой возможности.

Система защиты турбины от разгона, так же как и любая система регулирования, состоит из датчика, промежуточных звеньев и исполнительных органов.

Датчиком системы является автомат безопасности.

На рис. 4.36 показана конструкция автомата безопасности ЛМЗ, который с помощью фланца крепится к валу турбины и располагается в корпусе переднего подшипника турбины. Основными деталями автомата являются два одинаковых бойка (дублирование увеличивает надежность защиты), расположенных в радиальных сверлениях. Центры тяжести бойков смещены относительно оси вращения так, что центробежные силы стремятся выдвинуть бойки из сверлений, чему препятствуют сжатые пружины.

С помощью гайки 1 пружины автомата затягивают с таким расчетом, чтобы центробежная сила бойка преодолела усилие пружины при час-

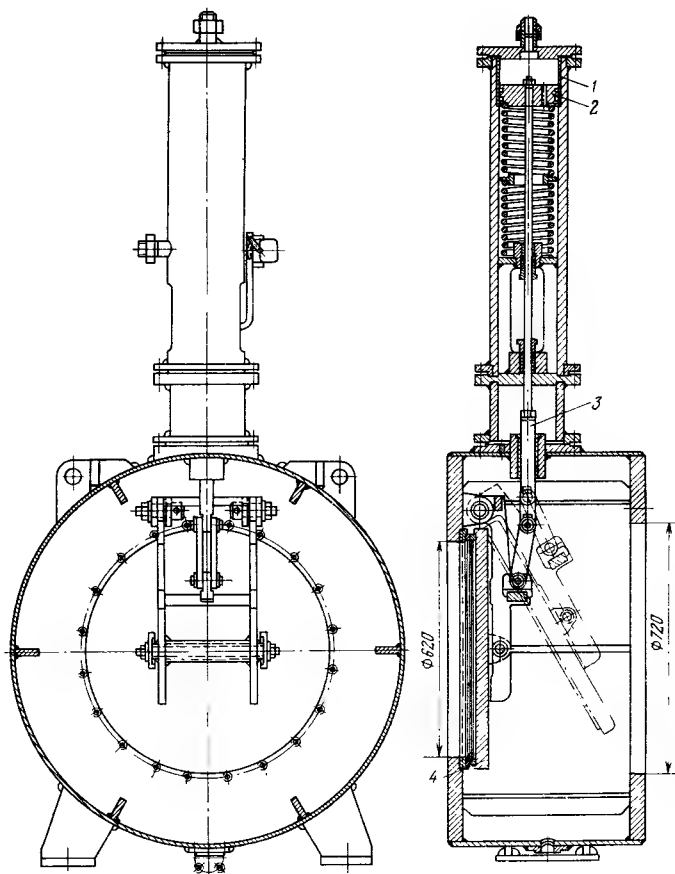


Рис. 4.35. Обратный клапан паропроводов отбора:
1 — втулка; 2 — поршень; 3 — шток; 4 — тарелка

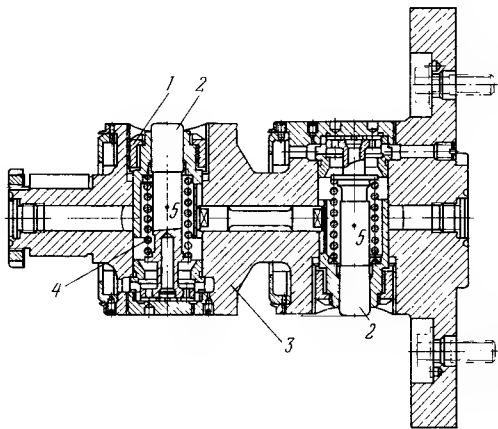


Рис. 4.36. Автомат безопасности турбин ЛМЗ:
1 — регулирующая гайка; 2 — бойки; 3 — передний конец ротора турбины; 4 — пружина; 5 — центр тяжести бойка

тоте вращения на 10—12 % больше номинальной. При конструировании автомата безопасности размеры бойка и смещение его центра масс, а также жесткость пружины подбирают так, чтобы при радиальном смещении бойка его центробежная сила росла быстрее, чем сопротивление пружины, вызываемое ее дополнительным сжатием. Это приводит на частоте срабатывания к практически мгновенному смещению бойка, выступающий конец которого используется для включения системы защиты.

В другой, тоже очень распространенной конструкции предохранительный выключатель имеет вместо пальца эксцентричное кольцо, удерживаемое в определенном положении пружиной; при увеличении частоты вращения кольцо смещается по радиусу и отбрасывает выключающий рычаг. На рис. 4.37 показан вдвоенный предохранительный выключатель кольцевого типа ХТЗ. Каждый выключатель состоит из кольца 1, имеющего смещенный с оси вращения центр масс, и пружины 2. Пока частота вращения турбины меньше 55 1/с, кольцо удерживается силой пружины 2 в таком положении, что его внешняя окружность оказывается концентричной с окружностью вала. При частоте вращения, равной 55 1/с, центробежная сила кольца

преодолевает силу пружины и кольцо смещается на 8 мм в направлении утяжеленной стороны.

На рис. 4.38 показана принципиальная схема защиты от разгона турбины с промежуточным перегревом пара с некоторыми элементами, используемыми в системах регулирования турбин ЛМЗ.

Датчиком системы защиты является вдвоенный бойковый автомат безопасности 15 (на рисунке показан только один боек). При вылете хотя бы одного из бойков рычаги 11 поворачиваются под действием выдвинутого бойка, ударяя противоположными концами по так называемым предвключенным золотникам 16, расположенным внутри основных золотников 17 блока золотников автомата безопасности.

При нормальной частоте вращения золотники 17 находятся в крайнем верхнем положении в силу того, что при прижатии золотника к острым кромкам, расположенным на корпусе, усилие, действующее на золотник в полости А, больше, чем усилие в полости В; при этом через средние окна буксы блока золотников обеспечивается подвод масла от насоса 1 по напорному трубопроводу 2 к золотникам 5 и 7 сервомоторов стопорных клапанов 6 и 8 соответственно ЦВД и ЦСД.

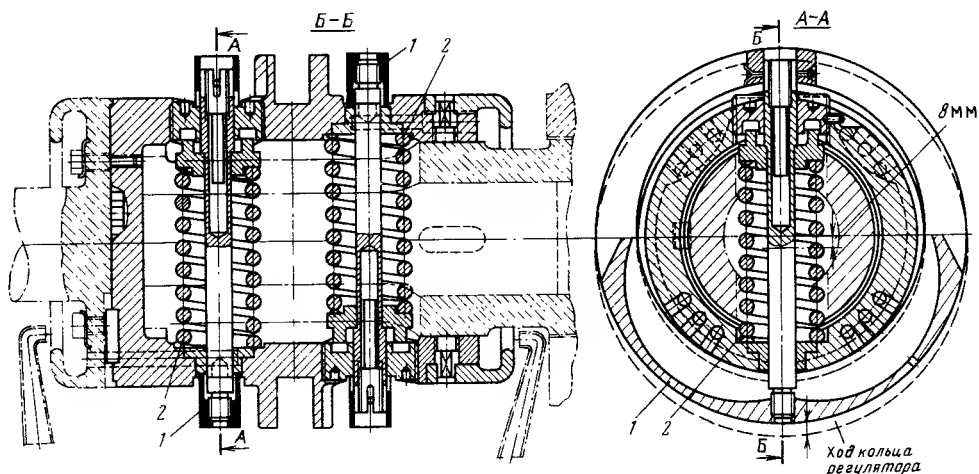


Рис. 4.37. Автомат безопасности кольцевого типа турбин ХТЗ

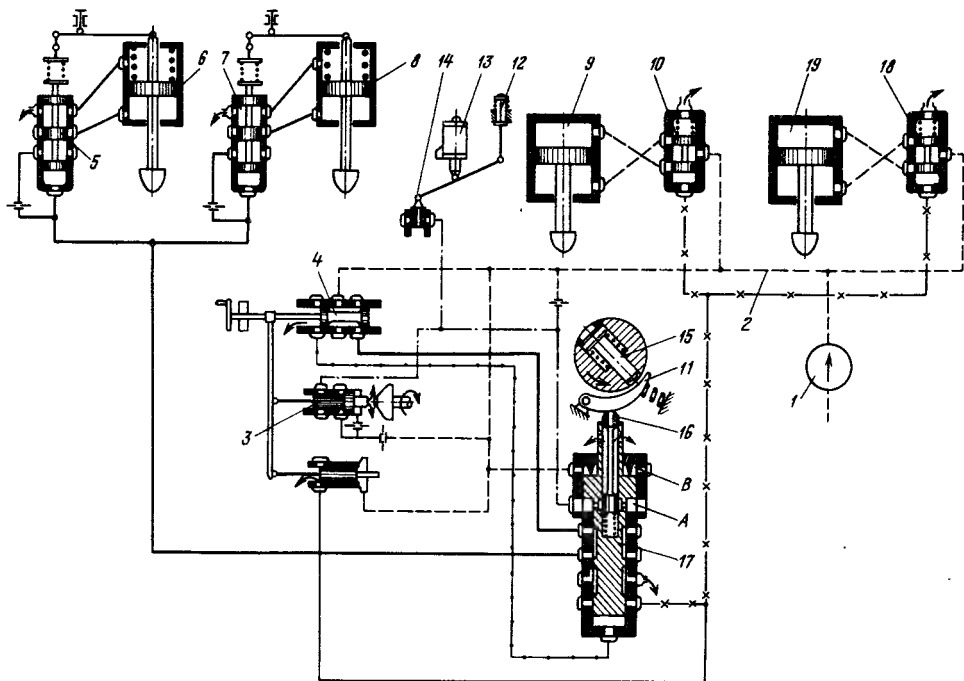


Рис. 4.38. Принципиальная схема защиты турбины от разгона

Нижние кромки золотников 17 при нормальной частоте вращения отсекают импульсную линию золотников 10 и 18, не мешая работе систем регулирования и управления.

При смещении предвключенных золотников 16 вниз открывается слив из камеры А, давление в ней падает, что приводит к немедленному переходу золотников 17 в крайнее нижнее положение. В свою очередь это приводит не только к прекращению подвода масла от насоса 1 к золотникам стопорных клапанов ЦВД и ЦСД, но и к сообщению их со сливом. Золотники смещаются вниз, открывая этим слив масла из-под поршней стопорных клапанов ЦВД и ЦСД и обеспечивая их посадку под действием пружин.

Одновременно с подачей импульса на смещение золотников 7 и 5 подается импульс на золотники 10 и 18, которые вызывают посадку регулирующих клапанов 9 и 19 ЦВД и ЦСД.

Таким образом, срабатывание бойков автомата безопасности вызывает закрытие и стопорных, и регулирующих клапанов, что увеличивает надежность отсечки турбины от паропроводов.

При уменьшении частоты вращения бойки автомата безопасности и рычаги 11 вернуться в прежнее положение. Однако восстановления давления под золотником и, следовательно, открытия каких-либо клапанов не произойдет, так как золотники 17 автомата безопасности не могут без вмешательства машиниста турбины сместиться вверх. Смещение золотников автомата безопасности в крайнее верхнее положение может осуществить только машинист, перемещая золотник управления 4 влево и тем самым подавая масло от насоса под золотник 17. После смещения золотника 17 в крайнее верхнее положение, в котором он уже будет удерживаться давлением масла в полости А, золотник управ-

ления 4 можно вернуть в прежнее положение.

Автомат безопасности, как указывалось выше, настраивается на частоту вращения, на 10—12 % превышающую номинальную. Однако, как это ни маловероятно, может оказаться, что автомат безопасности не сработает или его срабатывание задержится. Поэтому в системе имеется еще один контур защиты. При повышении частоты вращения до 114—115 % номинальной грузы регулятора частоты вращения расходятся настолько, что позволяют золотнику 3 сдвинуться вправо до такой степени, чтобы открылись окна буксы золотника, обеспечивая такое же уменьшение давления в камере А золотников регулятора автомата безопасности, как и при срабатывании его бойков.

У персонала может возникнуть необходимость быстро остановить турбину, иногда даже по причине, не связанной с ее работой (например, возникновение пожара на соседнем энергоблоке). Для этого систему защиты снабжают кнопкой 12, нажатие которой обеспечивает точно такую же посадку золотников регулятора безопасности, как и в случае разгона турбины.

Прекратить подачу пара в турбину можно и с блочного щита управления, подавая ток на электромагнитный выключатель 13, который перемещает золотник 14.

Выше отмечалось, что турбина снабжается еще целым рядом защит: от падения давления смазки, от повышения и понижения температуры свежего пара (см. гл. 9) и т. д. Электрический импульс от этих защит вводится в электромагнитный выключатель 13, срабатывающий так же, как и при дистанционном отключении турбины кнопкой с блочного щита управления.

В этот же выключатель вводятся сигналы на отключение турбины при нарушении нормальной работы другого технологического оборудования блока: при внутренних повреждениях

в генераторе, повышении уровня конденсата в подогревателях высокого давления (см. рис. 5.44), нарушении охлаждения статора генератора, остановке котла и т. д.

Защита от осевого сдвига ротора

При чрезмерном осевом сдвиге ротора возникают задевания вращающихся деталей о неподвижные, приводящие к разогреву и тепловым деформациям соприкасающихся деталей. Это в свою очередь вызывает разбалансировку ротора, усиленную вибрацию турбины и прогрессирующее развитие задеваний вплоть до полного ее разрушения.

В качестве импульса для работы системы защиты по осевому сдвигу служит значительное перемещение гребня упорного подшипника, например при расплавлении баббитовой заливки колодок. Обычно применяют датчики гидравлического или электрического типа.

Гидравлический датчик использует в своих турбинах КТЗ, и его принцип такой же, как и у регулятора частоты вращения ЛМЗ (см. рис. 4.21), с той лишь разницей, что роль перемещающейся отбойной пластины регулятора частоты играет упорный диск. Импульс от падения давления перед гидравлическим соплом в результате смещения гребня упорного диска используется для посадки стопорных, регулирующих и обратных клапанов.

В мощных турбинах чаще всего применяют электромагнитный датчик (рис. 4.39), посылающий при опасном смещении ротора импульс на электромагнитный выключатель 13 (см. рис. 4.38); он перемещает золотник 14, который обеспечивает срабатывание золотников автомата безопасности 17 и всей системы защиты.

Защита от повышения давления в конденсаторе

Эта защита является третьей по важности для турбины. Внезапное

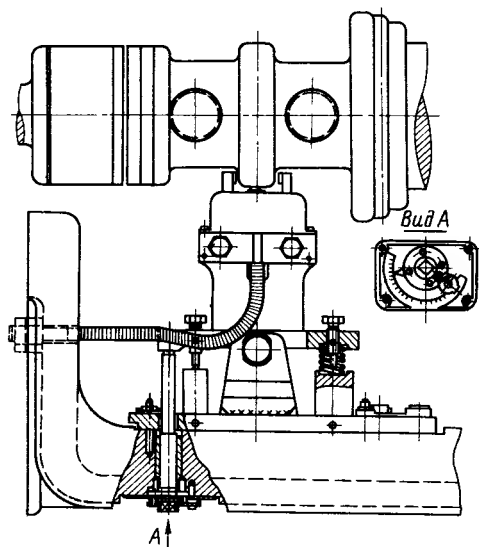


Рис. 4.39. Реле осевого сдвига турбин ЛМЗ

падение вакуума в конденсаторе турбины, как правило, происходит вследствие прекращения или резкого уменьшения подачи охлаждающей воды. Ухудшение вакуума приводит к повышению температуры в выходном патрубке, его короблению и нарушению работы вкладышей подшипников, что вызывает повышенную вибрацию турбины, к повышению напряжений в лопатках и их поломкам.

Защита при повышении давления в конденсаторе выполняется двухступенчатой. Специальное вакуум-реле при повышении давления в конденсаторе примерно до 70 кПа подает импульс на электромагнитный выключатель 13 (см. рис. 4.38), вызывающий срабатывание системы защиты. Второй ступенью защиты по вакууму являются предохранительные тонкие паронитовые мембраны, устанавливаемые обычно на выходных патрубках. При нормальной работе турбины прочность и плотность мембран достаточны, чтобы предупредить подсосы воздуха в конденсатор, а при повышении давления в выходном патрубке выше атмосферного происходит разрыв мембраны с выпуском пара в машин-

ный зал. Такие случаи происходят, впрочем, крайне редко.

Контрольные вопросы и задачи

1. Какие основные требования предъявляются к системам смазки паровых турбин?
2. Почему при расположении главного масляного насоса на валу турбины масляный бак располагают также на одном уровне с турбиной? Каковы недостатки расположения масляного бака выше и ниже уровня турбины?
3. Что такое инжектор и для чего он применяется в системе смазки турбины?
4. Какие агрегаты обеспечивают надежную работу системы маслоснабжения?
5. Нужны ли аварийные масляные бачки в системах смазки с главным масляным насосом, расположенным на валу турбины?
6. Чем определяются размеры масляного бака?
7. Почему масло из подшипников сливается в верхние слои масляного бака, а из системы регулирования — под уровень масла?
8. С какой целью масляный бак снабжается эксгаустерами?
9. Почему в масляный бак сливают нагретое масло, а не охлаждают его предварительно в маслоохладителях?
10. Какие функции в системе смазки выполняет реле давления?
11. Для чего турбина снабжается системой автоматического регулирования?
12. Нарисуйте простейшую схему автоматического управления.
13. Что изображает статическая характеристика системы регулирования?
14. Определите степень неравномерности системы регулирования при $n_0 = 50$ 1/с, если частота вращения на холостом ходу 51 1/с, а при максимальной нагрузке 49 1/с.
15. Может ли статическая характеристика иметь горизонтальные участки? Почему в областях малых и максимальных нагрузок ее делают более крутой?
16. Определите возможный диапазон самопроизвольных колебаний нагрузки для турбины мощностью 120 МВт со степенью неравномерности 4,5 % и степенью нечувствительности 0,2 %.
17. Какие функции выполняет механизм управления турбиной? Как он влияет на статическую характеристику регулирования?
18. В чем преимущества гидравлических связей перед рычажными?
19. В чем основное отличие гидродинамических систем регулирования турбины от других систем?
20. Как должна работать система регулирования при отключении генератора от сети?
21. Для чего систему регулирования снабжают дифференциатором и каков принцип его работы?
22. В чем отличия в работе гидравлической и электрогидравлической систем регулирования?

23. В чем преимущества быстроходного бесшарнирного регулятора частоты вращения перед тихоходным?

24. Какие требования предъявляются к регулирующим клапанам?

25. Зачем в турбине предусматриваются автоматические системы защиты?

26. Назовите исполнительные органы системы защиты турбины от разгона. Почему на линиях промежуточного перегрева пара устанавливают стопорные, а на линиях отбора — обратные клапаны?

27. Вернутся ли к исходному состоянию бойки автомата безопасности после его срабатывания и прекращения подачи пара в турбину? Каково при этом будет положение стопорных и регулирующих клапанов?

28. Чем опасен осевой сдвиг ротора относительно статора?

29. Чем опасно возрастание давления в выходном патрубке?

30. Для каких ЦНД более опасно возрастание давления в выходном патрубке: с выносными или встроенными подшипниками?

Глава пятая

ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ И КОНСТРУКЦИИ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ТУРБОУСТАНОВКИ

5.1 КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ

Назначение и принцип действия конденсатора и конденсационной установки

Из рассмотрения теплового цикла (см. §1.6) следует, что КПД турбинной установки тем выше, чем ниже температура (и, следовательно, давление) пара за последней ступенью турбины. В табл. 5.1 приведены опытные данные, полученные Союзтехэнерго, по изменению мощности турбин различного типа при постоянном расходе свежего пара в зависимости от изменения давления в конденсаторе. При изменении давления на 1 кПа экономичность турбинной установки ТЭС изменяется примерно на 1 %, а для паротурбинной установки АЭС она зависит от типа турбины: для тихоходных турбин она по-прежнему сохраняется на уровне 1 %, а для быстроходных турбин составляет 1,5—2 %.

Повышение экономичности при углублении вакуума получается прежде всего за счет увеличения теплоперепада турбины. Поэтому для турбин с малым теплоперепадом, в частности для турбин насыщенного пара, относительное изменение перепада увеличивается, что дает большой выигрыш по экономичности.

Есть и еще одно требование, которое должно быть выполнено при создании теплового двигателя, работающего на водяном паре в замкнутой установке: отработавший пар должен быть обязательно сконденсирован. Затраты мощности для повы-

Таблица 5.1. Изменение мощности турбины и удельного расхода теплоты турбоустановки при изменении давления в конденсаторе на 1 кПа по данным Союзтехэнерго

Турбина	Изменение мощности, кВт	Изменение удельного расхода теплоты, %
К-160-130 ХТЗ	1170	0,73
К-200-130 ЛМЗ	1900	0,95
К-300-240 ХТЗ	3340	1,11
К-300-240 ЛМЗ	2760	0,92
К-500-240 ХТЗ	3880	0,78
К-500-240 ЛМЗ	3680	0,74
К-800-240 ЛМЗ	4940	0,62
Т-50-130 ТМЗ	400	0,80*
ПТ-60-130 ЛМЗ	450	0,90*
ПТ-80/100-130/13 ЛМЗ	450	0,56*
Т-100-130 ТМЗ	725	0,73*
Т-250/300-240 ТМЗ	1830	0,70*
К-220-44 ХТЗ	3980	1,81
К-500-65/3000 ХТЗ	7960	1,59
К-750-65/3000 ХТЗ	8900	1,19
К-500-60/1500 ХТЗ	4250	0,85
К-1000-60/1500-1 ХТЗ	10 350	1,04
К-1000-60/1500-2 ХТЗ	10 350	1,04

Примечания: 1. Возрастанию давления в конденсаторе соответствует уменьшение мощности и экономичности.

2. Звездочкой помечены данные для конденсационного режима.

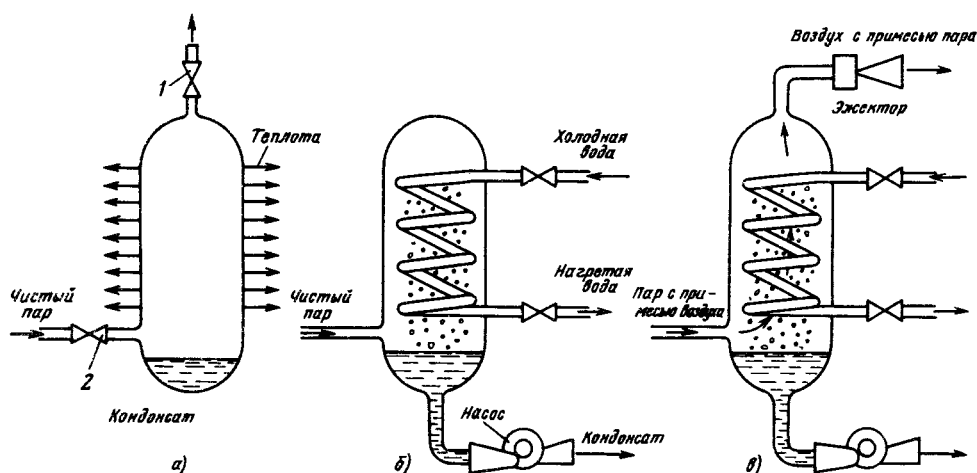


Рис. 5.1. Принцип работы конденсатора и регенеративных теплообменников

шения давления в питательном насосе оказываются малыми по сравнению с мощностью турбины (см. § 1.6), работоспособность 1 кг пара — значительной, вследствие чего и можно получить столь компактный и мощный двигатель, как паровая турбина.

Таким образом, для создания высокоэкономичного двигателя на водяном паре необходимо обеспечивать конденсацию отработавшего водяного пара при низком давлении.

Для этой цели служит конденсатор, работа которого обеспечивается целым рядом дополнительных устройств. Совокупность конденсатора и обслуживающих его устройств называют конденсационной установкой.

Принцип работы конденсационной установки можно уяснить из рис. 5.1.

Представим себе, что в сосуд, показанный на рис. 5.1, а, некоторое время подается насыщенный чистый пар (без всяких примесей воздуха и других неконденсирующихся газов) при открытом в атмосферу вентиле 1, после чего вентили 1 и 2 закрываются и сосуд оказывается под некоторым давлением пара. Если теперь этот сосуд начать охлаждать, поместив его в среду с достаточно низкой температурой, то пар будет

конденсироваться, отдавая теплоту через стенку сосуда окружающей среде. По мере охлаждения пар будет все более увлажняться, при дальнейшем охлаждении он превратится почти полностью в воду (конденсат) и соберется на дне сосуда.

Пар превращается в воду потому, что от него отбирается теплота конденсации, равная теплоте парообразования r (см. § 1.5). Поэтому для конденсации пара, поступающего из турбины в конденсатор, обязательно необходима охлаждающая среда, в качестве которой используют холодную воду рек, озер, искусственных водоемов или других источников.

В результате конденсации пара на дне сосуда образуется конденсат, а над зеркалом конденсата — насыщенный водяной пар. Если от пара в сосуде отнять количество теплоты mr , где m — масса пара в сосуде, то после конденсации температура конденсата будет совпадать с температурой пара над ним и будет равна температуре пара, поданного в сосуд в начальный момент времени. Удельный объем насыщенного пара значительно больше удельного объема воды (см. табл. 1.1), и поэтому в сосуде образуется вакуум. Чем сильнее будет охлажден пар в сосуде,

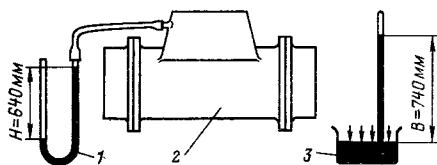


Рис. 5.2. Измерение разрежения в конденсаторе:

1 — ртутный вакуумметр; 2 — конденсатор; 3 — барометр

тем больше образуется конденсата на дне его и тем более глубокий вакуум будет получен.

Пример 5.1. Определить отношение удельных объемов насыщенного пара и воды при температуре конденсации $t_n = 24,1^\circ\text{C}$.

По табл. 1.1 находим объемы насыщенного пара и воды при $24,1^\circ\text{C}$: $v' = 0,001 \text{ м}^3/\text{кг}$, $v'' = 45,67 \text{ м}^3/\text{кг}$. Таким образом, объем образующейся воды в 45 670 раз меньше, чем объем насыщенного пара. Именно поэтому давление, при котором происходит конденсация, составляет всего 3 кПа.

Давление ниже атмосферного, т. е. разрежение, определяется по показаниям двух приборов (рис. 5.2): в вакуумметра, указывающего превышение H атмосферного давления над абсолютным давлением в конденсаторе p_k , и барометра, измеряющего атмосферное давление B . Тогда давление в конденсаторе $p_k = B - H$.

Если, например, показания барометра и вакуумметра соответственно равны $B = 740 \text{ мм рт. ст.}$, а $H = 640 \text{ мм рт. ст.}$, то давление в конденсаторе $p_k = B - H = 100 \text{ мм рт. ст.} = 13\,340 \text{ Па} = 13,34 \text{ кПа}$.

На электростанциях давление в конденсаторе (в вакуум) представляют в виде доли

H атмосферного давления в процентах: $V = (H/B) \cdot 100$.

Например, в рассмотренном выше примере $V = (640/740) \cdot 100 = 86,5\%$.

Ясно, что вакуум сам по себе без указания атмосферного давления ничего не говорит о давлении в конденсаторе.

На рис. 5.1, б показана схема установки для конденсации постоянно поступающего пара. Если в сосуде установить змеевик, по которому пропускать холодную воду, то пар, поступающий в сосуд, будет встречать на своем пути холодную поверхность змеевика и конденсироваться на ней. Если поверхность змеевика достаточно велика и охлаждающая вода поступает в достаточном количестве, то будет происходить полная конденсация поступающего пара. Если для удаления образующегося конденсата установить какое-либо устройство, например насос, то будет происходить непрерывная конденсация поступающего пара, а внутри сосуда будет поддерживаться низкое давление, соответствующее температуре конденсата.

Работа устройства, показанного на рис. 5.1, б, возможна только при условии, что в сосуд будет поступать чистый пар. Если поступающий пар будет содержать хотя бы даже очень небольшие количества неконденсирующихся газов, например воздуха,

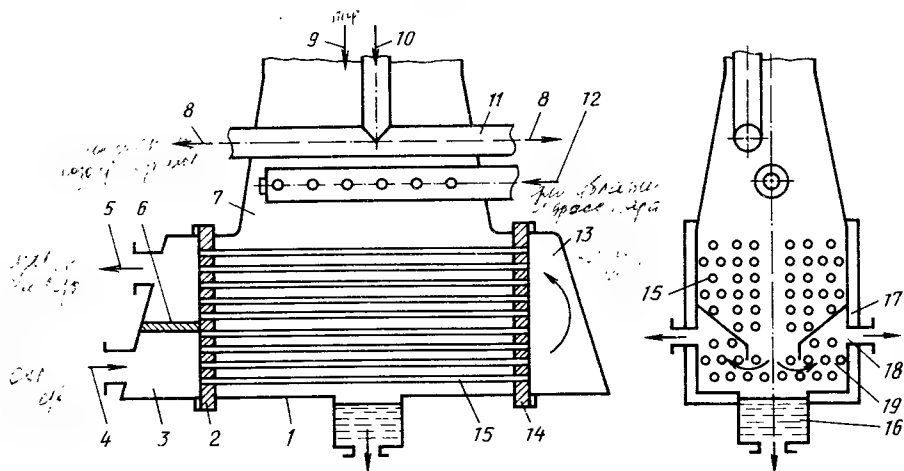


Рис. 5.3. Схема поверхностного конденсатора

то пар будет конденсироваться, а неконденсирующиеся газы будут постепенно накапливаться в сосуде, в результате через определенное время работа рассматриваемого конденсационного устройства станет невозможной.

Пар, поступающий в конденсатор из выходного патрубка турбины, к сожалению, всегда содержит воздух, попадающий в турбину через неплотности фланцевых соединений, через концевые уплотнения ЦНД и т. д. Поэтому как устройство, показанное на рис. 5.1, б, так и реальный конденсатор могут работать только тогда, когда они будут снабжены специальным насосом, постоянно отсасывающим то количество воздуха, которое поступает вместе с конденсирующимся паром.

Схема конденсационной установки с постоянным отсосом неконденсирующихся газов показана на рис. 5.1, в. Смесь пара и воздуха, поступающая в конденсатор, будет двигаться по направлению к отверстию отсоса так, как показано на рисунке стрелкой. В процессе движения из паровоздушной смеси будет выпадать конденсат и поэтому концентрация воздуха в ней будет увеличиваться. В результате воздушный насос (эжектор) будет отсасывать смесь с высоким содержанием воздуха.

Конденсатор в современных турбинах выполняет и другие функции. Например, при пусках или резких изменениях нагрузки, когда котел или паропроизводящая установка АЭС вырабатывает большее количество пара, чем требуется турбине, или когда параметры пара не соответствуют необходимым, пар направляют (после предварительного охлаждения) в конденсатор, не допуская потери дорогостоящего рабочего тела путем его выброса в атмосферу. Для возможности принятия такого «сбросного» пара конденсатор оборудуется специальным приемно-сбросным устройством.

Кроме того, в конденсатор обычно

направляют конденсат из коллекторов дренажей паропроводов, уплотнений, некоторых подогревателей и вводят добавку химически очищенной воды для восполнения потерь конденсата в цикле.

Устройство поверхностного конденсатора

Схема простейшего поверхностного конденсатора приведена на рис. 5.3.

К фланцам корпуса 1 конденсатора присоединены трубные доски 2 и 14, в отверстиях которых развальцованы трубки 15, образующие охлаждающую поверхность конденсатора. К внешним поверхностям трубных досок крепятся передняя 3 и задняя 13 водяные камеры. Передняя водяная камера разделена перегородкой 6 на два отсека. Охлаждающая вода по трубопроводу 4 поступает в нижний отсек, проходит по охлаждающим трубкам нижней половины конденсатора, поворачивает в камере 13 на 180°, проходит через охлаждающие трубки верхней половины конденсатора и из верхнего отсека передней водяной камеры через трубопровод 5 удаляется из конденсатора. В такой конструкции вода совершает два хода, поэтому описываемый конденсатор называется двухходовым. По такой схеме выполнено большинство современных конденсаторов. Однако имеются конденсаторы с большим числом ходов — до четырех. Самые крупные конденсаторы выполняются одноходовыми.

Паровое пространство конденсатора, в котором расположены охлаждающие трубки, посредством переходного патрубка (горловины) 7 соединяется тем или иным способом с выходным патрубком турбины.

Пар, поступающий в конденсатор, как указано стрелкой 9, поступает на трубную систему и движется в направлении к патрубку отсоса 18 паровоздушной смеси, проходя сначала вниз и конденсируясь на трубках,

Из этой формулы видно, что с ростом содержания воздуха парциальное давление пара уменьшается, но даже при $\epsilon=0,01$ снижение парциального давления оказывается малым.

ПТЭ строго предписывают допустимые количества присосов воздуха в турбоустановку, и они значительно меньше 1 %. В зависимости от мощности турбины эти присосы в диапазоне паровых нагрузок конденсатора 40—100 % не должны превышать следующих значений, кг/ч:

Мощность, МВт	50	100	150
На ТЭС	10	15	18
На АЭС	15	20	25

Большие значения допускаемых присосов для турбин АЭС по сравнению с турбинами ТЭС связаны с более развитой вакуумной системой из-за большего числа ЦНД и конденсаторов, более протяженных участков стыков трубопроводов, находящихся под вакуумом.

Значения допускаемых присосов ничтожно малы. Действительно, например, в конденсатор турбины мощностью 300 МВт на номинальном режиме поступает около 560 т/ч пара. Следовательно, присосы составляют

$$(30/560\,000) \cdot 100 = 0,0054 \, \%$$

Следует, однако, иметь в виду, что по мере движения паровоздушной смеси от горловины конденсатора к всасывающей полости эжектора концентрация воздуха увеличивается вследствие конденсации пара и на входе в эжектор доля воздуха в смеси может составлять 50—60 %.

Абсолютное количество воздуха, которое необходимо отсосать эжектору, определяет и его работу, и работу всего конденсатора. Подчеркнем, что работа эжектора и конденсатора тесно связана: изменение условий работы конденсатора (например, изменение количества поступающего пара) немедленно сказывается на работе эжектора, а изменение условий работы эжектора (например,

давления рабочего пара) сразу же сказывается на давлении в горловине конденсатора.

Эжектор, как и всякий насос, имеет характеристику (рис. 5.5): семейство ломаных линий, каждая из которых дает связь между давлением p_2'' в патрубке отсоса паровоздушной смеси и количеством отсасываемого воздуха G_B при определенной температуре отсасываемой смеси $t_{см}$. Первые (пологие) участки ломаных называют рабочими, а вторые (крутые) — перегрузочными. Из

200	250	300	500	800	1000	и более
20	25	30	40	60	80	
30	35	40	60	—	100	

рис. 5.5 видно, что чем выше присосы воздуха и, следовательно, нагрузка эжектора, тем выше должно быть давление всасывания p_2'' . Поскольку паровоздушная смесь движется от горловины конденсатора к месту отсоса, давление в горловине p_2 всегда больше, чем p_2'' . Поэтому повышение давления в месте отсоса паровоздушной смеси по любой причине, в частности из-за увеличения присосов воздуха, неизбежно приводит к увеличению давления p_2 в горловине конденсатора и, как видно из табл. 5.1, к снижению экономичности.

При присосах, не превышающих указанных выше значений, даже при отклонении условий работы конденсатора от расчетных (например, при

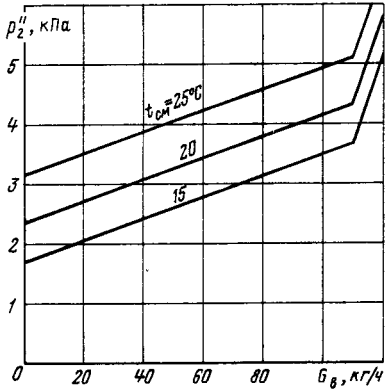


Рис. 5.5. Характеристика эжектора

повышении температуры охлаждающей воды) эжектор работает на полном участке характеристики, не вызывая значительного повышения давления в горловине. При увеличении присосов до такой степени, что рабочая точка переходит на перегрузочную ветвь, давление всасывания p_2' из-за необходимости протолкнуть этот повышенный расход G_v сильно увеличивается, а следовательно, увеличивается и давление p_2 . При этом, конечно, изменяются условия работы конденсатора и температура $t_{см}$ во всасывающем патрубке эжектора.

Увеличение присосов воздуха в конденсатор не только увеличивает давление в нем, но и способствует возникновению другого отрицательного явления — переохладения конденсата, под которым понимают разность температуры конденсата t_k в конденсатосборнике и температуры насыщения t_n , соответствующей давлению p_2 в горловине конденсатора. При конденсации пара из смеси газов температура образующегося конденсата определяется не давлением смеси p , а парциальным давлением конденсирующегося пара. Чем выше содержание воздуха в смеси, тем меньше в соответствии с формулой (5.1) парциальное давление p_n и температура t_k образующегося конденсата. Поэтому в зоне массовой конденсации пара, где ϵ мало, переохладение ничтожно, а в зоне отсоса паровоздушной смеси оно может достигать нескольких градусов.

Пример 5.2. Оценим переохладение конденсата, образующегося из паровоздушной смеси в зоне ее отсоса, если давление $p = 4$ кПа, а относительное содержание воздуха $\epsilon = 0,6$.

Пользуясь таблицами водяного пара, находим, что давлению 4 кПа соответствует температура конденсации $t_n = 29^\circ\text{C}$.

Парциальное давление пара в смеси

$$p_n = \frac{4}{1 + 0,622 \cdot 0,6} = 2,91 \text{ кПа.}$$

По таблицам водяного пара найдем температуру образующегося конденсата t_k , соответствующую давлению 2,91 кПа и равную $23,5^\circ\text{C}$. Следовательно, переохладение составляет $\Delta t_k = 29 - 23,5 = 5,5^\circ\text{C}$.

Вследствие переохладения температура конденсата в конденсатосборнике оказывается ниже температуры насыщения. Поэтому деаэрация конденсата идет вяло и кислород, захваченный падающими каплями и струями, остается в конденсате. Таким образом, основным отрицательным последствием переохладения является насыщение образующегося конденсата кислородом, который вызывает коррозию тракта конденсата от конденсатора до деаэратора. Продукты коррозии выносятся в котел и турбину, снижая их надежность и экономичность. Поглощение конденсатом кислорода прямо пропорционально парциальному давлению кислорода. Поэтому с увеличением парциального давления воздуха (и, следовательно, кислорода) и переохладения растворимость кислорода в конденсате увеличивается.

Кроме того, дополнительное снижение температуры конденсата без соответствующего снижения давления в горловине означает уменьшение энтальпии рабочего тела, поступающего в регенеративную систему и в конечном счете в котел; это приводит к дополнительным затратам топлива для получения номинальных параметров свежего пара.

Перейдем к детальному рассмотрению конструкции конденсатора.

Конструкция трубного пучка. Главным конструктивным элементом конденсатора является трубный пучок — совокупность трубок, на которых осуществляется конденсация пара. Трубный пучок komponуют с учетом того, что в области, близкой к входу в пучок, происходит массовая конденсация пара при очень малом относительном содержании воздуха, а в зоне отсоса паровоздушной смеси эжектором конденсация идет значительно слабее и выпадающий конденсат сильно переохлажден. Для того чтобы исключить попадание струй конденсата, образовавшегося в зоне массовой конденсации, в зону повышенного парциального давления воздуха, трубный пучок

чок разбивают на две части: основной пучок и пучок так называемого воздухоохладителя.

Главной задачей основного пучка является обеспечение массовой конденсации пара при малом гидрав-

лическом сопротивлении. Как указывалось выше, давление паровоздушной смеси при ее движении в направлении эжектора изменяется и достигает наименьшего значения на входе в эжектор. Поэтому чем ниже гидравлическое сопротивление пучка, тем

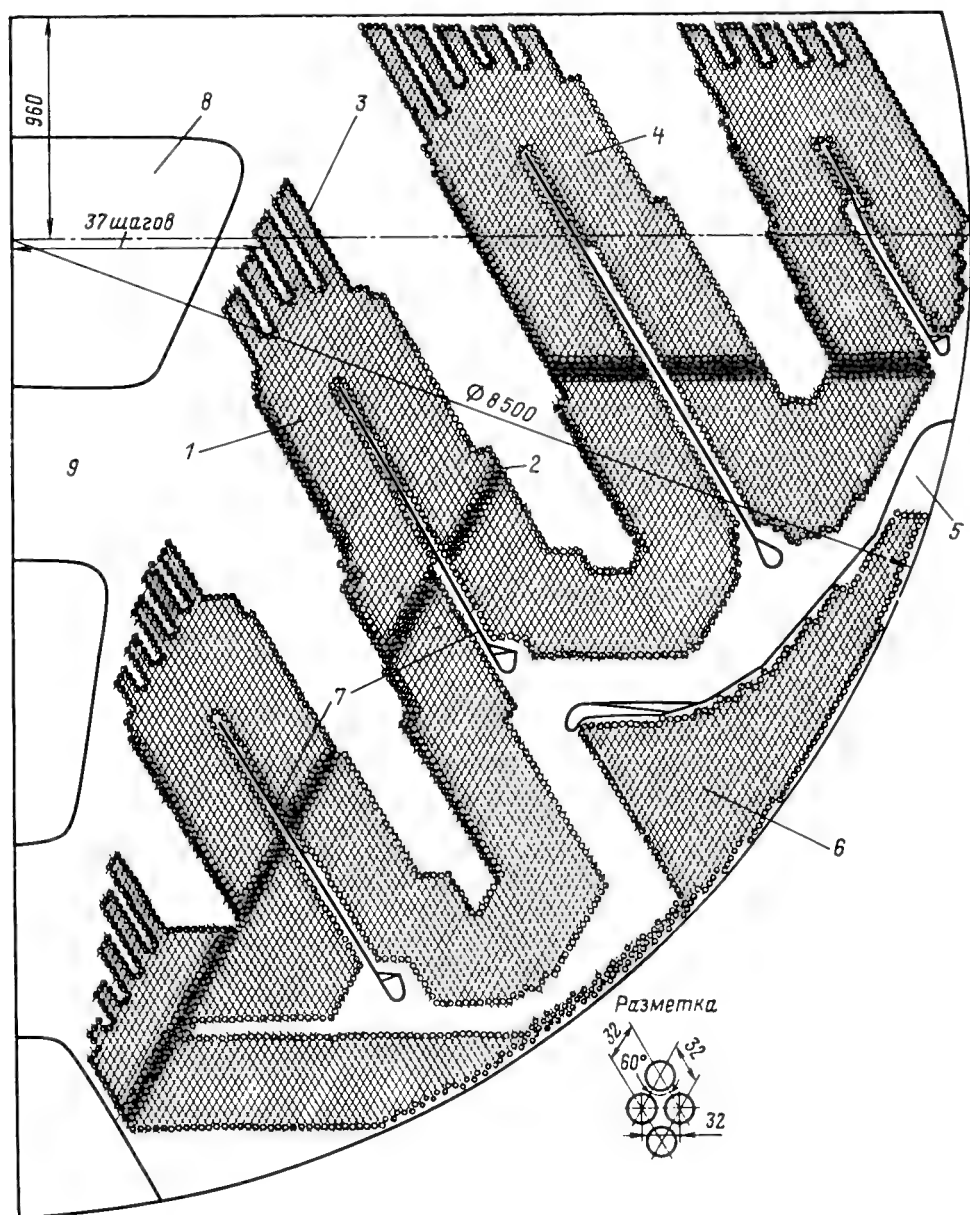
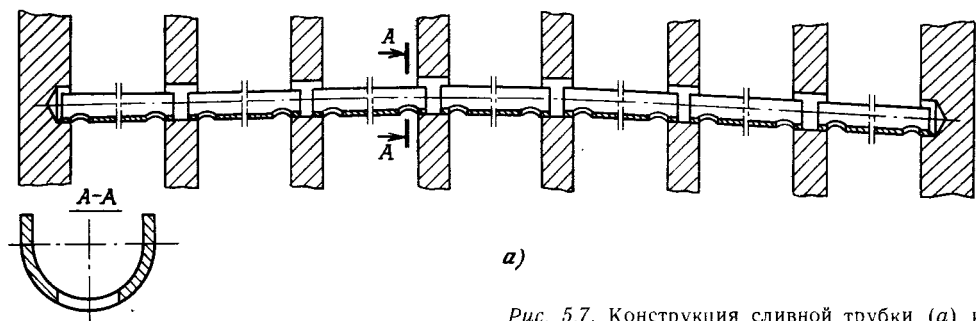


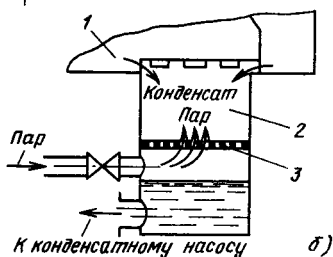
Рис. 5.6. Компоновка трубного пучка конденсатора К-200-13486:

1 — основной пучок; 2 — сливные трубки; 3 — первый ряд трубок; 4 — трубки основного пучка; 5 — отсос паровоздушной смеси; 6 — пучок воздухоохладителя; 7 — паронаправляющие и конденсатууправляющие перегородки; 8 — окна в промежуточных трубных досках; 9 — трубная доска



а)

Рис. 5.7. Конструкция сливной трубки (а) и деаэрационного конденсатосборника (б)



б)

ниже будет давление в горловине конденсатора.

Главным назначением воздухоохладителя является понижение температуры смеси, поступающей к эжектору, поскольку при этом увеличивается доля воздуха (эжектор будет в этом случае действительно отсасывать воздух, а не пар, о конденсации которого все равно необходимо заботиться в другом теплообменнике). Трубный пучок воздухоохладителя может содержать до 30 % всех трубок.

Пример рациональной компоновки трубного пучка показан на рис. 5.6. Пучок выполнен симметричным. Основной пучок, окантованный утолщенными трубками (для лучшего сопротивления набегающему паровому потоку), имеет так называемую ленточную компоновку (трубки расположены лентами). Ленточная компоновка увеличивает периметр входной части основного пучка и снижает скорость натекания на трубки поступающего пара, чем снижается гидравлическое сопротивление пучка. Этому же способствуют малая глубина пучка и короткий путь пара через основной пучок к воздухоохладителю.

Основной пучок скомпонован в корпусе конденсатора так, чтобы поступающий пар мог попасть в пучок воздухоохладителя только после прохождения основного пучка, ибо в противном случае паровоздушная смесь за воздухоохладителем будет иметь повышенную температуру, что увеличит отсасываемую долю пара и потребует повысить давление на всасывании эжектора. Кроме того, для дополнительного снижения температуры смеси в воздухоохладителе к его трубкам подведена охлаждающая вода самой низкой температуры (из первого хода).

Определенное влияние на гидравлическое сопротивление трубного пучка оказывает способ размещения трубок на трубной доске конденсатора. Наиболее часто используют ромбическую разбивку, когда трубки располагают в углах ромба.

Важную роль для хорошей работы конденсатора играют перегородки, улавливающие конденсат на промежуточных уровнях и направляющие его в конденсатосборник у трубных досок и перегородок. Этим достигается сразу несколько целей. Во-первых, трубки, расположенные ниже, не заливаются струями воды, что обеспечивает конденсацию пара на охлажденной пленке конденсата нормальной толщины. Во-вторых, ликвидация водяных завес и струй позволяет уменьшить гидравлическое сопротивление для прохода пара. Конечно, для этого перегородки должны быть ориентированы определенным образом, чтобы не препятствовать

проходу пара. В тех случаях, когда перегородка препятствует прохождению пара, а улавливание конденсата необходимо, применяют сливные трубки (рис. 5.7, а). Верхний край сливной трубки срезан, и она может наполняться конденсатом; в нижней части трубок в зоне трубных досок и перегородок выполнены отверстия для их опорожнения. Наконец, в третьих, установка перегородок и сливных трубок позволяет уменьшить переохлаждение конденсата.

Относительно малое переохлаждение конденсата дают конденсаторы регенеративного типа, в которых осуществляется подогрев конденсата за счет подвода части пара, поступающего в конденсатор, к зеркалу конденсата в конденсатосборнике.

Еще больший эффект получается при использовании деаэрационных конденсатосборников, пример конструкции одного из которых показан на рис. 5.7, б. Навстречу конденсату, стекающему из корпуса конденсатора 1 в конденсатосборник 2, подается пар из последнего отбора турбины. Проходя через отверстия в дырчатой перегородке 3 и смешиваясь с конденсатом, пар нагревает его до температуры насыщения, обеспечивая выделение всех растворенных газов.

Современные конденсаторы с рациональной компоновкой трубных пучков обеспечивают глубокую деаэрацию конденсата и требуют использования деаэрационных конденсатосборников только при малых расходах пара.

Нормальная работа конденсатора может быть обеспечена только при заботливой и правильной эксплуатации. Большие присосы атмосферного воздуха, загрязнение трубок конденсатора, плохая работа охладителей циркуляционной воды и другие причины эксплуатационного характера препятствуют созданию глубокого вакуума в конденсаторе даже при самой рациональной его конструкции.

Установка и детали конденсатора.

Конструкция деталей конденсатора, его связь с турбиной и его установка диктуются необходимостью создания достаточной плотности, препятствующей проникновению воздуха и циркуляционной воды в паровое пространство конденсатора.

Отрицательные последствия присосов воздуха в конденсатор рассмотрены выше. Присосы неочищенной сырой необессоленной воды в конденсат приводят к необходимости его очистки, поскольку при ухудшении качества конденсата происходит выпадение солей в котле и турбине.

В современных конденсаторах горловину крепят к выходному патрубку турбины с помощью сварки, исключая присосы атмосферного воздуха. Таким образом, конденсатор и корпус ЦНД оказываются жестко связанными.

Однако передать силу веса конденсатора через выходной патрубок на корпус ЦНД нельзя из-за ее большого значения. Достаточно сказать, что масса пустого конденсатора турбины К-300-240 ЛМЗ составляет 335 т, а при заполненных охлаждающей водой водяных камерах и трубках 535 т. Если бы корпус ЦНД должен был воспринимать такие усилия, его пришлось бы сделать намного массивнее и жестче, чем сейчас, иначе он просядет, и если ЦНД имеет встроенные подшипники (см. рис. 3.73), то вместе с корпусом опустятся и подшипники ЦНД, а подшипники ЦВД и ЦСД останутся на прежнем уровне. Это приведет к расстройству линии валопровода. Если подшипники ЦНД выносные, то ротор ЦНД останется на месте, а корпус ЦНД сместится вниз, что вызовет уменьшение зазоров в уплотнениях и проточной части с последующей возможностью задеваний.

Установить конденсатор на фундаменте жестко, без возможности вертикальных смещений (подобно установке корпуса ЦНД) также нельзя, так как должно быть обеспечено

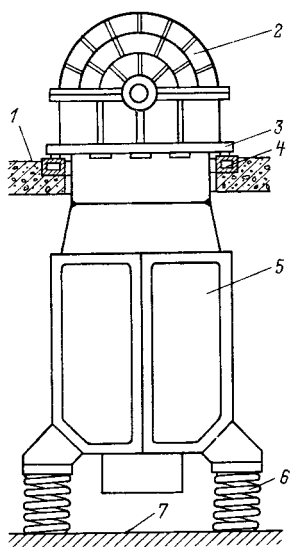


Рис. 5.8. Схема установки ЦНД и конденсатора:

1 — пол машинного зала; 2 — ЦНД; 3 — опорный пояс ЦНД; 4 — фундаментная рама; 5 — конденсатор; 6 — пружинные опоры; 7 — пол конденсационного помещения

свободное тепловое вертикальное перемещение турбины вместе с конденсатором.

Поэтому поступают следующим образом. Конденсатор устанавливают на пружинные опоры (рис. 5.8). Силу сжатия пружин регулируют так, чтобы они воспринимали вес пустого конденсатора и ЦНД турбины. Опорный пояс ЦНД оказывается при этом почти полностью разгружен. При заполнении конденсатора водой появляющиеся дополнительные нагрузки будут уже восприниматься в основном опорным поясом и только частично — пружинами. Ясно, что такая конструкция в силу податливости пружин допускает свободные тепловые вертикальные перемещения.

Конструкция пружинной опоры конденсаторов ХТЗ показана на рис. 5.9. Опора состоит из восьми пружин диаметром около 300 мм; конденсатор устанавливают на четырех таких опорах.

Корпус конденсатора сваривают из листовой углеродистой стали. В современных конденсаторах трубные доски и боковые стенки водяных камер также приваривают к корпусу для создания высокой вакуумной плотности. Крышки водяных камер, которые нецелесообразно кре-

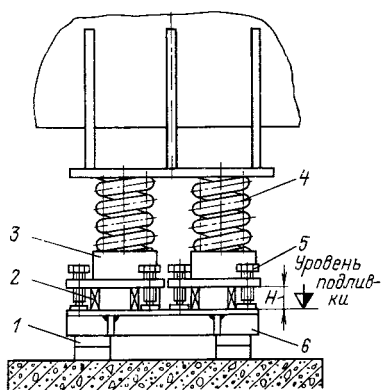


Рис. 5.9. Пружинная опора конденсатора:

1 — подкладка; 2 — опорная планка; 3 — стакан; 4 — пружина; 5 — установочный болт; 6 — рама

пить к стенкам водяных камер сваркой из-за необходимости доступа к трубным доскам, уплотняются резиновым прямоугольным шнуром (рис. 5.10, а) и большим количеством стягивающих болтов. Аналогичным образом уплотняются перегородки водяных камер (рис. 5.10, б) при организации нескольких ходов воды.

На крышки водяных камер действуют большие усилия от давления охлаждающей воды. Для того чтобы не делать крышки толстыми, в водяных камерах устанавливают анкерные связи (рис. 5.10, в). На трубных досках выполнены приливы, в которые ввинчены анкерные шпильки (такая конструкция исключает попадание сырой воды в паровое пространство конденсатора через это соединение). Для уплотнения отверстия в крышке служит специальная подмотка.

Особое внимание уделяется креплению трубок в трубных досках, которое должно исключать протекание циркуляционной воды. В современных конденсаторах соединение трубок и доски выполняют исключительно вальцовкой. Несмотря на разность тепловых расширений трубок и смещения трубных досок такое соединение, как показал опыт многолетней эксплуатации, является достаточно плотным. Вальцовка трубок

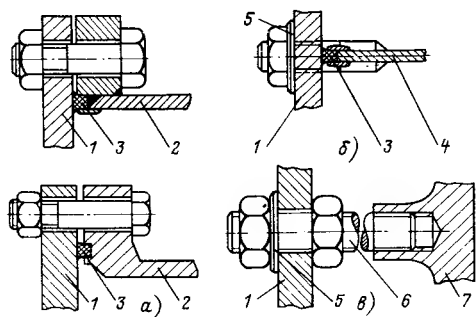


Рис. 5.10. Уплотнение разъемных соединений конденсатора:

a — уплотнение крышек водяных камер; *б* — уплотнение разделительной перегородки в водяной камере; *в* — уплотнение анкерного болта водяной камеры; 1 — крышка водяной камеры; 2 — стенка водяной камеры; 3 — уплотнительный резиновый шнур; 4 — перегородка; 5 — уплотнительная подмотка; 6 — анкерная шпилька, 7 — трубная доска

(рис. 5.11) выполняется специальным вальцовочным пистолетом на глубину доски, несколько меньшую толщины трубной доски для того, чтобы исключить подрезку трубки в месте выхода.

На практике невозможно обеспечить абсолютную плотность нескольких десятков тысяч вальцовочных соединений в процессе эксплуатации под воздействием неблагоприятных факторов всегда возможны нарушения плотности в отдельных соединениях. Они приводят к просачиванию сырой охлаждающей воды в паровую полость конденсатора и загрязнению конденсата. Особенно опасно загрязнение питательной воды для котлов прямоточного типа, у которых отсутствует непрерывная продувка, применяемая в барабанных котлах для выведения солей из цикла. Поэтому в конденсаторах используют специальные конструктивные меры, уменьшающие присосы или по крайней мере обнаруживающие зоны появления присосов в процессе эксплуатации.

Эффективным способом уменьшения присосов является выполнение трубных досок двойными с подачей в полость между досками конденсата с давлением, превышаю-

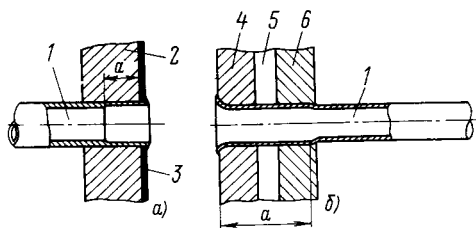


Рис. 5.11. Закрепление конденсаторных трубок в одинарной (*a*) и двойной (*б*) трубных досках:

1 — трубка; 2 — трубная доска; 3 — уплотняющий слой; 4, 6 — внешняя и внутренняя трубные доски; 5 — камера гидравлического уплотнения

щим давлением охлаждающей воды (рис. 5.11, *б*). В этом случае при недостаточной плотности внутренней трубной доски в паровое пространство конденсатора будет попадать конденсат, а не сырая циркуляционная вода.

Вместе с тем использование такой конструкции имеет и ряд недостатков. Трудность осуществления качественной вальцовки трубок во внутренних трубных досках приводит к утечке конденсата. Во время эксплуатации трудно обнаружить и невозможно ликвидировать неплотности в этих трубных досках. Кроме того, следует учесть, что и без того огромное количество вальцовочных соединений возрастает вдвое, а эксплуатация конденсационной установки усложняется, поскольку необходим уход за устройствами, обеспечивающими питание конденсатом камеры между трубными досками.

Очень часто дополнительная плотность соединений достигается путем нанесения на поверхность трубной доски специального битумного покрытия (рис. 5.11, *a*).

Несмотря на все принимаемые для ликвидации присосов сырой воды меры присосы неизбежно появляются в процессе эксплуатации. Поэтому очень важно в этих условиях уметь быстро обнаружить места присосов и принять меры по их устранению. Определенную помощь в этом оказывают так называемые «солёные» отсеки (рис. 5.12), организуемые

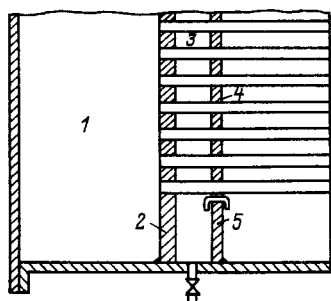


Рис. 5.12. Устройство «соленого» отсека:

1 — водяная камера; 2 — трубная доска; 3 — «соленый» отсек; 4 — перегородка; 5 — плотно привариваемая нижняя часть перегородки

путем установки вблизи трубных досок дополнительных перегородок, сваренных ниже трубного пучка. Трубки через отверстия перегородок проходят свободно. «Соленый» конденсат не смешивается с основным «несоленным» потоком конденсата. Кроме того, постоянный химический контроль содержания солей в каждом из «соленых» отсеков позволяет не только обнаружить трубную доску с неплотным соединением, но и заметить самые малые неплотности (из-за большой концентрации этих солей в малом количестве конденсата).

Приемно-сбросные устройства.

Конденсаторы всех блочных турбин ТЭС и турбин АЭС снабжают приемно-сбросными устройствами, которые служат для снижения давления и температуры поступающего к ним пара перед его сбросом в конденсатор. Необходимость в таких сбросах возникает при аварийных ситуациях, когда внезапно резко уменьшается или прекращается совсем потребление пара турбиной, а котел или реактор необходимо продолжать охлаждать теплоносителем для исключения возможности их перегрева. Часто при пусках или розжиге котла вырабатываемый им пар не может подаваться в турбину из-за малой температуры или по другим причинам. Во всех этих случаях пар направляется в обвод турбины в конденсатор, так как его выпуск в атмо-

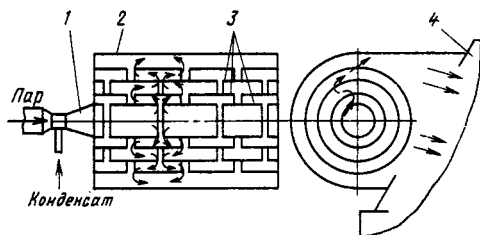


Рис. 5.13. Конструктивная схема и схема включения приемно-сбросного устройства:

1 — увлажнитель пара; 2 — корпус устройства; 3 — кольцевые кожухи; 4 — переходной патрубкок конденсатора

сферу либо недопустим (например, на одноконтурных АЭС), либо приведет к потере дорогостоящего рабочего тела.

На рис. 5.13 показана схема приемно-сбросного устройства ХТЗ, устанавливаемого на горловине конденсатора. Сбрасываемый пар поступает к увлажнителю, представляющему собой сопло Вентури с радиальными отверстиями, через которые впрыскивается охлаждающая вода. Уменьшение давления пара происходит из-за его дросселирования в кольцевых щелях между металлическими цилиндрами, скрепленными продольными швеллерами. Расход охлаждающей воды подбирается так, чтобы на выходе из устройства получить пар с перегревом 10—20 °С. Этим обеспечивается полное испарение введенной воды и исключается возможность ее попадания в ЦНД, что могло бы привести к короблению внутреннего корпуса (обоймы) и к эрозии выходных кромок рабочих лопаток последних ступеней (см. гл. 11).

Поверхностные конденсаторы

Рассмотрим наиболее типичные конструкции поверхностных конденсаторов, выпускаемых отечественными турбинными заводами.

На рис. 5.14 показана конструкция конденсатора КТЗ для паровой турбины небольшой мощности.

Цилиндрический корпус 4 конденсатора — сварной. К нему приварены

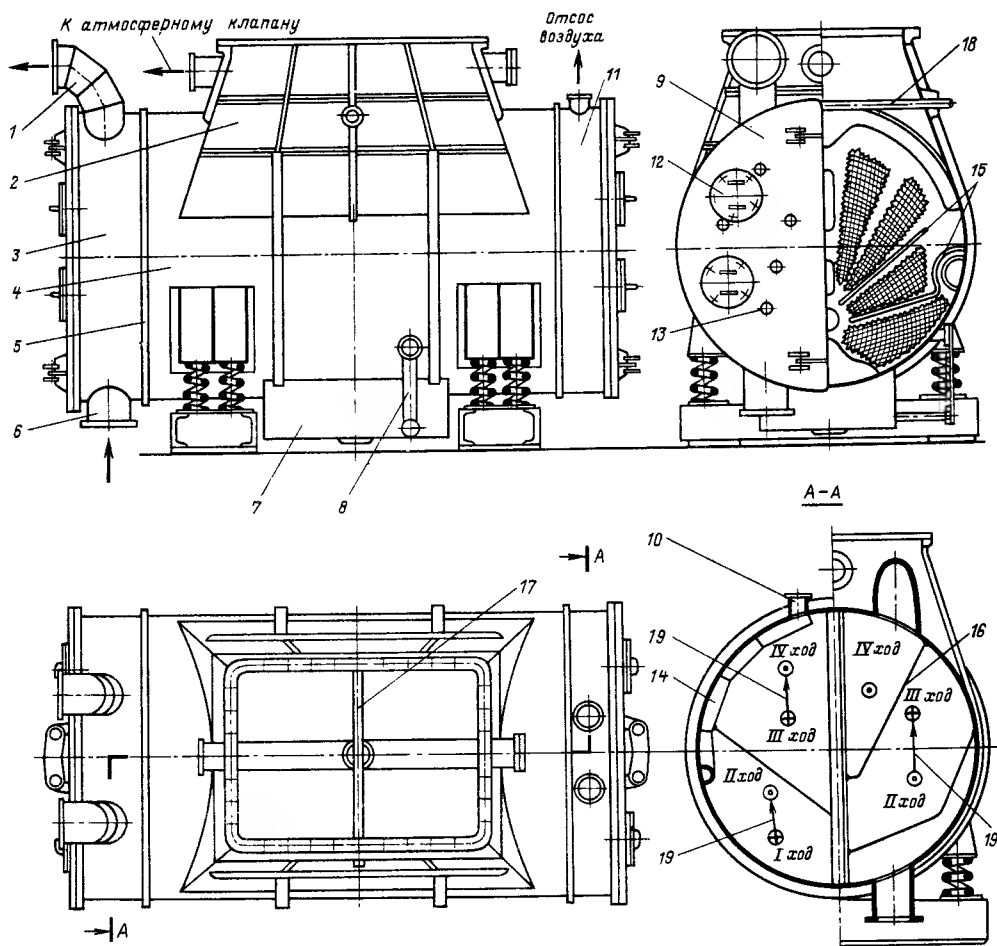


Рис. 5.14. Конденсатор турбины КТЗ небольшой мощности

приемная горловина 2, трубные доски 5 и водяные камеры 3 и 11. Корпус установлен на пружинных опорах и крепится к выходному патрубку турбины посредством фланца горловины. Пружины позволяют компенсировать тепловые расширения выходного патрубка и конденсатора в вертикальном направлении и берут на себя нагрузку от его веса.

Трубный пучок конденсатора — симметричный. Его компоновка обеспечивает проход пара к зеркалу конденсата в конденсатосборнике 7 для уменьшения переохлаждения конденсата. Для уменьшения прогиба трубок и вибрации в паровом пространстве установлена перегородка 17 с окнами, которые обеспечи-

вают выравнивание давлений по обе ее стороны.

В паровом пространстве установлены две пары глухих паронаправляющих щитов 15, служащих одновременно для промежуточного улавливания конденсата, стекающего с верхних трубок. Между нижним щитом и корпусом конденсатора установлен трубный пучок воздухоохладителя. Два коллектора 14 служат для направления паровоздушной смеси к патрубку отсоса 10.

Конденсатор имеет четыре хода по воде, указанные стрелками 19 и организованные с помощью двух перегородок 16 в передней водяной камере 3 и одной перегородки в задней водяной камере 11. Холодная

циркуляционная вода поступает через патрубок 6 в переднюю водяную камеру и затем в трубки воздухоохладителя, делает поворот в задней водяной камере и направляется снова в переднюю водяную камеру; аналогичным образом охлаждающая вода движется по трубкам третьего и четвертого ходов и покидает конденсатор через патрубок 1. Передняя и задняя водяные камеры имеют вертикальные глухие перегородки, а крышки 9 водяных камер выполнены из двух половин. Это позволяет производить осмотр и ремонт каждой из половин конденсатора без остановки турбины, ограничиваясь снижением нагрузки. Люки 12 позволяют осматривать трубные доски. Анкерные связи 13 удерживают водяную камеру.

В горловине конденсатора смонтированы трубопровод, соединенный с атмосферным предохранительным клапаном, а также распылитель 18, представляющий собой трубу с мелкими отверстиями. При пуске турбины, когда на трубки конденсатора может поступать пар высокой температуры, в распылитель подается вода, охлаждающая выходной патрубок и предохраняющая трубки конденсатора от перегрева. Для опреде-

ления уровня воды в конденсаторе служит указатель 8.

На рис. 5.15 показан конденсатор К-7520 конструкции ХТЗ. Трубный пучок конденсатора состоит из двух одинаковых отсеков, имеющих ленточную компоновку. Поверхность охлаждения конденсатора 7520 м^2 ; она образована 9652 латунными трубками диаметром 28/26 мм, из которых 800 установлены в трубном пучке воздухоохладителя.

Организация потоков пара к воздухоохладителю выполнена с помощью паровых щитов, которые наряду со сливными трубками служат для промежуточного сбора конденсата и его отвода у трубных досок и промежуточных перегородок.

Трубный пучок воздухоохладителя выполнен в виде трех коаксиальных цилиндров с отсосом паровоздушной смеси через заднюю водяную камеру, что способствует хорошему охлаждению смеси и высокому парциальному давлению воздуха в зоне отсоса. Вместе с тем трубный пучок воздухоохладителя обладает повышенным гидравлическим сопротивлением.

Конденсатор обладает хорошей деаэрирующей способностью, поскольку, стекая вниз, капельки кон-

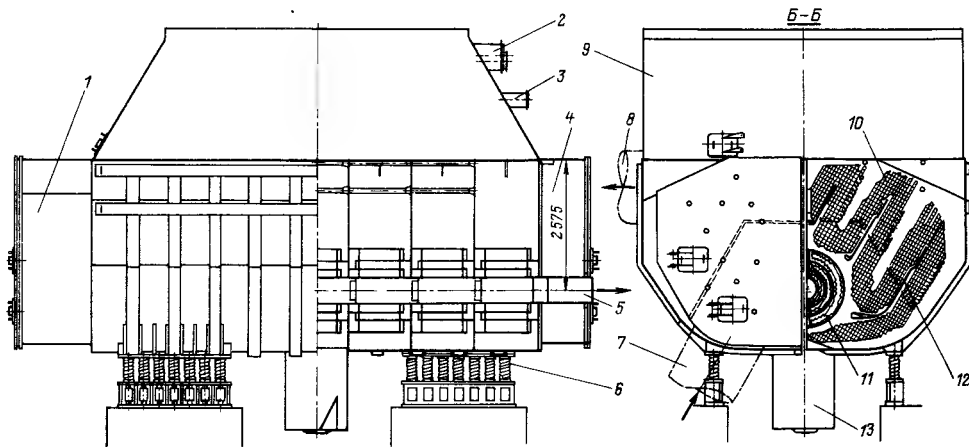


Рис. 5.15. Конденсатор К-7520 ХТЗ:

1, 4 — передняя и задняя водяные камеры; 2 — сбросное устройство; 3 — трубопровод отбора пара; 5 — отсос паровоздушной смеси; 6 — пружинная опора; 7, 8 — подвод и слив охлаждающей воды; 9 — горловина; 10 — трубный пучок; 11 — воздухоохладитель; 12 — паровые щиты; 13 — конденсатосборник

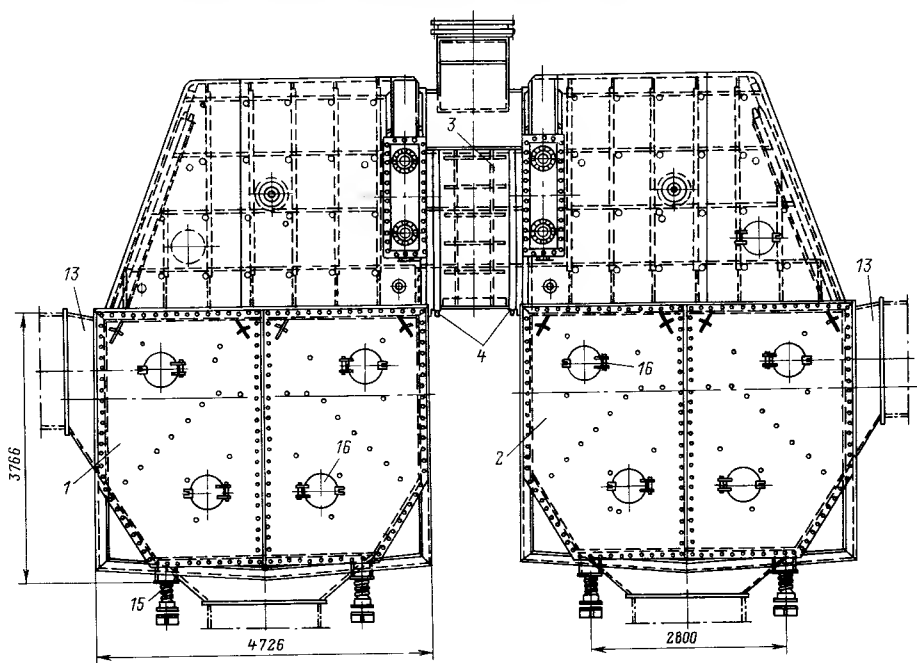
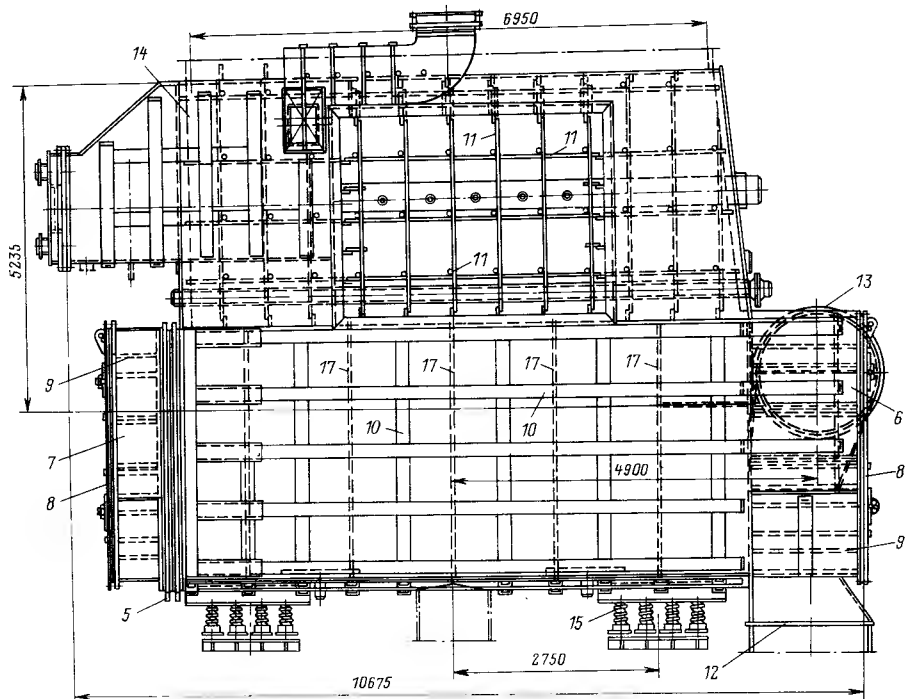


Рис. 5.16. Конденсатор 200-КЦС-2 ЛМЗ:

1, 2 — левый и правый корпуса; 3 — уравнивательный патрубок; 4, 5 — компенсаторы; 6, 7 — передняя и задняя водяные камеры; 8 — крышки водяных камер; 9 — анкерные связи; 10 — ребра жесткости; 11 — распорные стержни горловины; 12, 13 — подвод и слив охлаждающей воды; 14 — ПНД; 15 — опоры; 16 — смотровые люки; 17 — промежуточные перегородки

денсата подогреваются за счет поступающего из горловины пара без их переохлаждения. Этому же способствуют свободные проходы пара между трубными пучками.

Охлаждающая вода в конденсатор подается двумя отдельными потоками, каждый из которых имеет два хода воды; циркуляционная вода первого хода поступает в трубный пучок воздухоохладителя, а затем проходит по входной части трубок основного пучка.

Подвод циркуляционной воды отдельными потоками позволяет проводить чистку трубок отдельных потоков без остановки турбины.

Трубные доски конденсатора выполнены двойными, с гидравлическим уплотнением конденсатом. Недостатком конденсатора является повышенное паровое сопротивление зоны воздухоохладителя.

На рис. 5.16 показана конструкция конденсатора 200-КЦС-2 турбины К-200-130 ЛМЗ. По существу он состоит из двух самостоятельных конденсаторов, соединенных между собой уравнильным патрубком, установленным между горловинами отдельных конденсаторов. Каждый из них имеет основной трубный пучок и пучок воздухоохладителя, конструкции которых показаны на рис. 5.6. Конденсатор — двухходовой по воде, с подводом первого хода в трубки воздухоохладителя.

Характерной особенностью этого конденсатора является размещение в его горловине подогревателя низкого давления, питаемого от последнего отбора турбины, размещенного в ЦНД. В каждой из горловин симметрично уравнильному патрубку помещены по одной секции подогревателя, патрубок подвода пара к которым от ЦНД расположен на оси симметрии последнего. Установка встроенных подогревателей несколько упрощает и удешевляет трубоустановку за счет ликвидации паропроводов от горловины конденсатора к отдельно устанавливаемым подогревателям.

В горловине конденсатора также расположены трубопроводы пуско-сбросного устройства, работающего при пуске и резких сбросах нагрузки.

На рис. 5.17 приведена конструкция конденсатора 300-КЦС-1 ЛМЗ турбины К-300-240, а на рис. 5.18 — конструкция его трубного пучка (на рисунке приведена половина пучка). Пучок имеет ленточную компоновку с широким фронтом натекания пара. В нижней части корпуса расположен пучок воздухоохладителя. Пучок конденсатора образован 19 600 трубками размером 28/26 мм с активной длиной 8930 мм. Охлаждающие трубки завальцованы в трубные доски толщиной 28 мм и уплотнены битумным или резиновым покрытием. Трубки имеют дополнительные опоры в восьми промежуточных трубных досках.

Корпус конденсатора сваривается при монтаже из 16 отдельных блоков.

Конденсатор выполнен двухходовым с двумя отдельными потоками циркуляционной воды. Для этого каждая из передних водяных камер разделена вертикальной перегородкой. Подвод холодной циркуляционной воды выполнен во внешние части корпуса (туда, где расположен воздухоохладитель). Крышки водяных камер и трубные доски скреплены анкерными связями. Два конденсаторосборника выполнены деаэрационными. Для подогрева конденсата используется пар из шестого отбора турбины. Конденсатор оборудован «солеными» отсеками для обнаружения и улавливания конденсата, загрязненного присосами циркуляционной воды.

В горловине конденсатора имеется полость, соединенная с последним отбором ЦНД, из которой пар направляется в ПНД № 1. Кроме того, в ней расположен еще ряд устройств, необходимых для работы блока. Два пускосбросных устройства служат для сброса пара в конденсатор при пусках и остановках турбины. Каждое из устройств представляет собой трубу диаметром

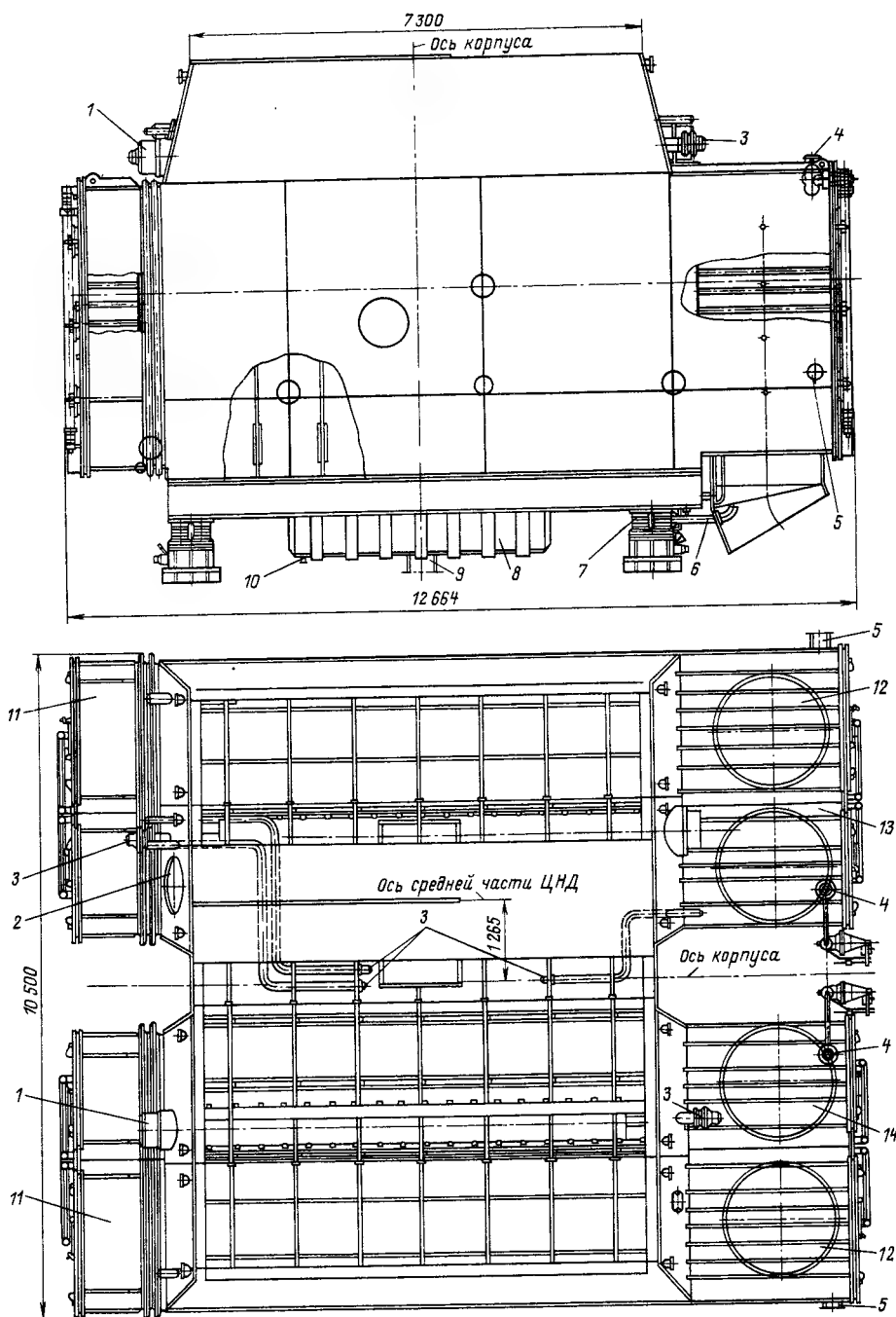


Рис. 5.17. Конденсатор 300-КUC-1:

1 — подвод пара от БРОУ; 2 — отвод пара из отбора турбины; 3 — подвод конденсата от конденсатных насосов для охлаждения сбрасываемого пара; 4 — отсос воздуха из водяных камер; 5 — отсос паровоздушной смеси; 6 — подвод резиновых шариков для непрерывной очистки конденсаторных трубок; 7 — пружинная опора; 8 — конденсатосборники; 9 — отвод конденсата; 10 — подвод пара из отбора для деаэрации конденсата; 11, 13 — задние и передние водяные камеры; 12, 14 — подвод и отвод охлаждающей воды

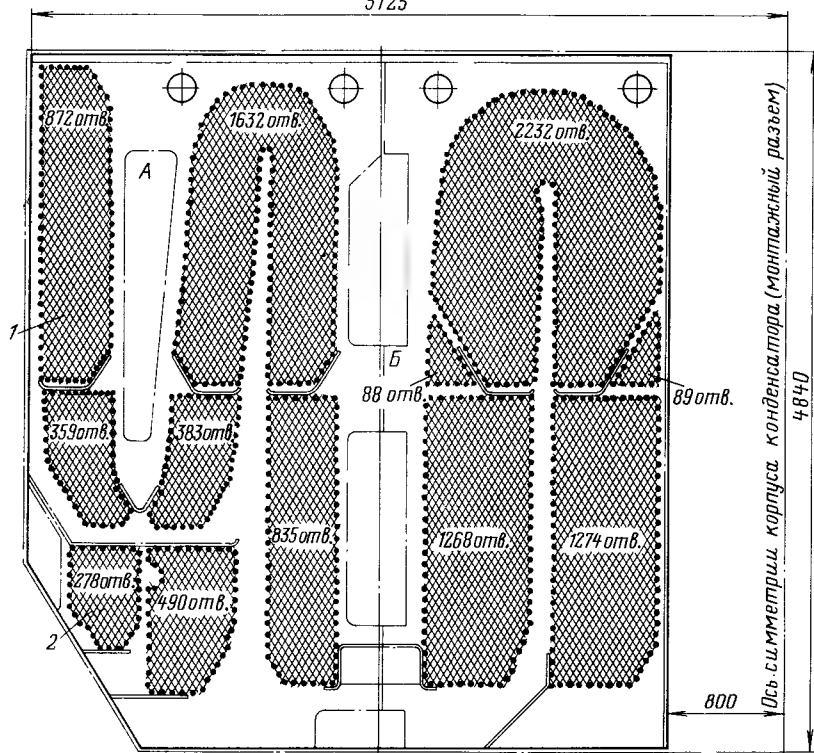


Рис. 5.18. Трубный пучок конденсатора турбины К-300-240 ЛМЗ:

1 — трубный пучок воздухоохладителя; 2 — основной трубный пучок

600 мм с большим количеством отверстий, при прохождении через которые пара снижается его давление. Внутри этой трубы помещена вторая труба диаметром 150 мм, из которой через большое количество мелких сверлений распыливается конденсат из напорной линии конденсатных насосов. Этим достигается охлаждение сбрасываемого во внешнюю трубу пара.

По двум трубопроводам, установленным в горловине, подводится обессоленная вода для подпитки водяного контура турбоустановки; при этом в конденсаторе происходит деаэрация подводимой воды.

Конденсационная установка снабжена устройством для очистки внутренней поверхности охлаждающих трубок резиновыми шариками без остановки турбины.

Конденсатор 300-КЦС-1, как показал опыт эксплуатации, имеет не-

достаточную деаэрирующую способность из-за затрудненного доступа пара в нижнюю часть парового пространства. В связи с этим в настоящее время он подвергается реконструкции.

На рис. 5.19 показана конструкция конденсатора турбины К-300-240 ХТЗ.

Периферийные трубки пучка имеют толщину стенок 2 мм, а все остальные 1 мм. Улавливание конденсата на промежуточных уровнях осуществляют сливные трубки и специальные перегородки. Трубный пучок воздухоохладителя отделен от основного трубного пучка наклонной перегородкой со сливом конденсата в зоне трубных досок. Трубки имеют длину 8,99 м, опираются на шесть промежуточных трубных досок и завальцованы в трубные доски толщиной около 40 мм. Для повышения плотности трубные доски имеют

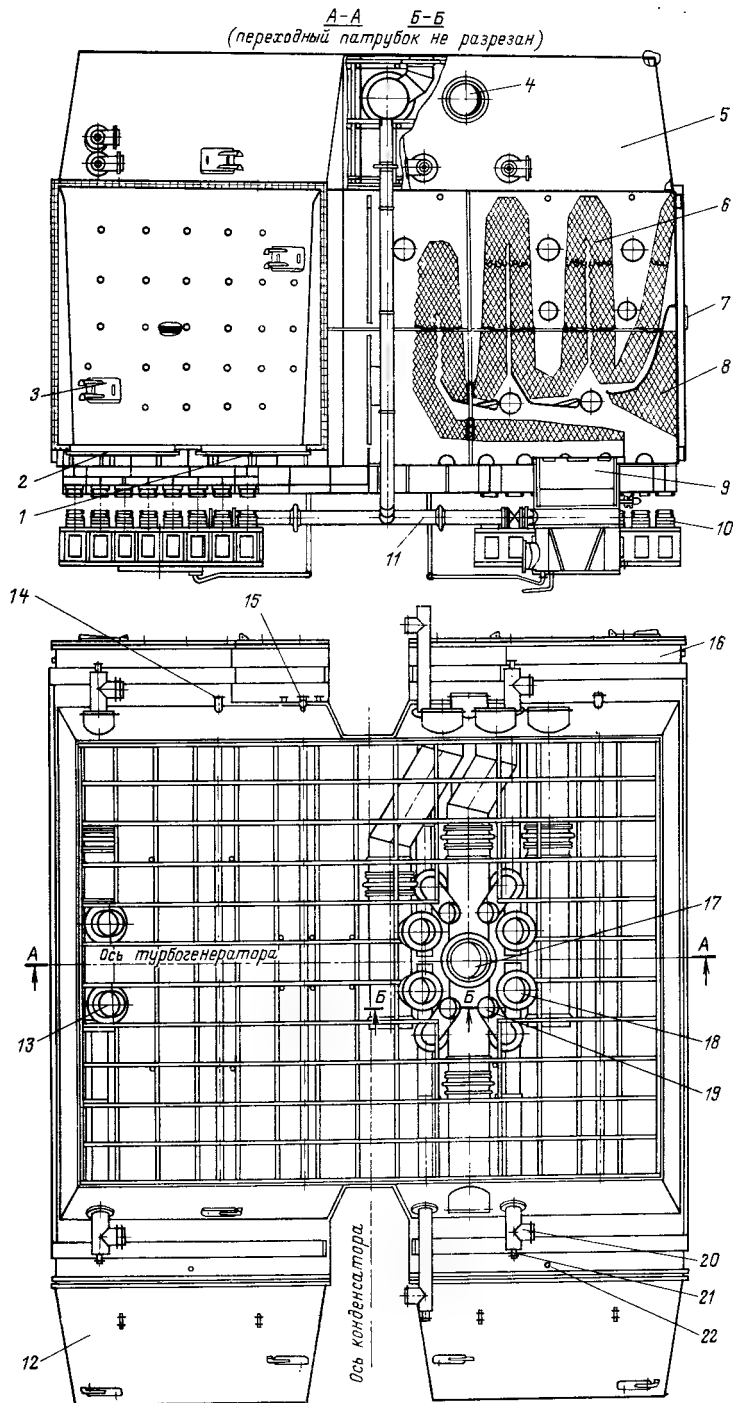


Рис. 5.19. Конденсатор для турбины К-300-240 ХТЗ:

1, 2 — выход и вход циркуляционной воды; 3 — люк; 4 — сброс отработавшего пара приводной турбины питательного насоса; 5 — горловина; 6 — основной трубный пучок; 7 — штуцер отсоса паровоздушной смеси (4 шт.); 8 — трубный пучок воздухоохладителя; 9 — деаэрационный конденсатосборник; 10 — пружинная опора; 11 — подвод пара для деаэрации; 12, 16 — передняя и задняя водяные камеры; 13, 17, 18, 19 — пар соответственно VII, VI, IX и VIII отборов; 14 — подвод конденсата для охлаждения переходного патрубка; 15 — подвод химически очищенной воды; 20 — сброс пара в паросбросное устройство из БРОУ (8 штуцеров); 21 — подвод охлаждающего конденсата; 22 — отсос воздуха из циркуляционной системы

битумное покрытие (см. рис. 5.11, а).

Корпус конденсатора — сварной. Водяные камеры крепятся к нему фланцевыми соединениями. Циркуляционная вода подводится к конденсатору двумя отдельными потоками. Конденсатор — двухходовой по воде,

поэтому передние водяные камеры имеют вертикальные перегородки.

Конденсатор оборудован деаэрационными конденсатосборниками (см. рис. 5.7), к которым подведен греющий пар из отбора ЦНД. В горловине конденсатора установлено

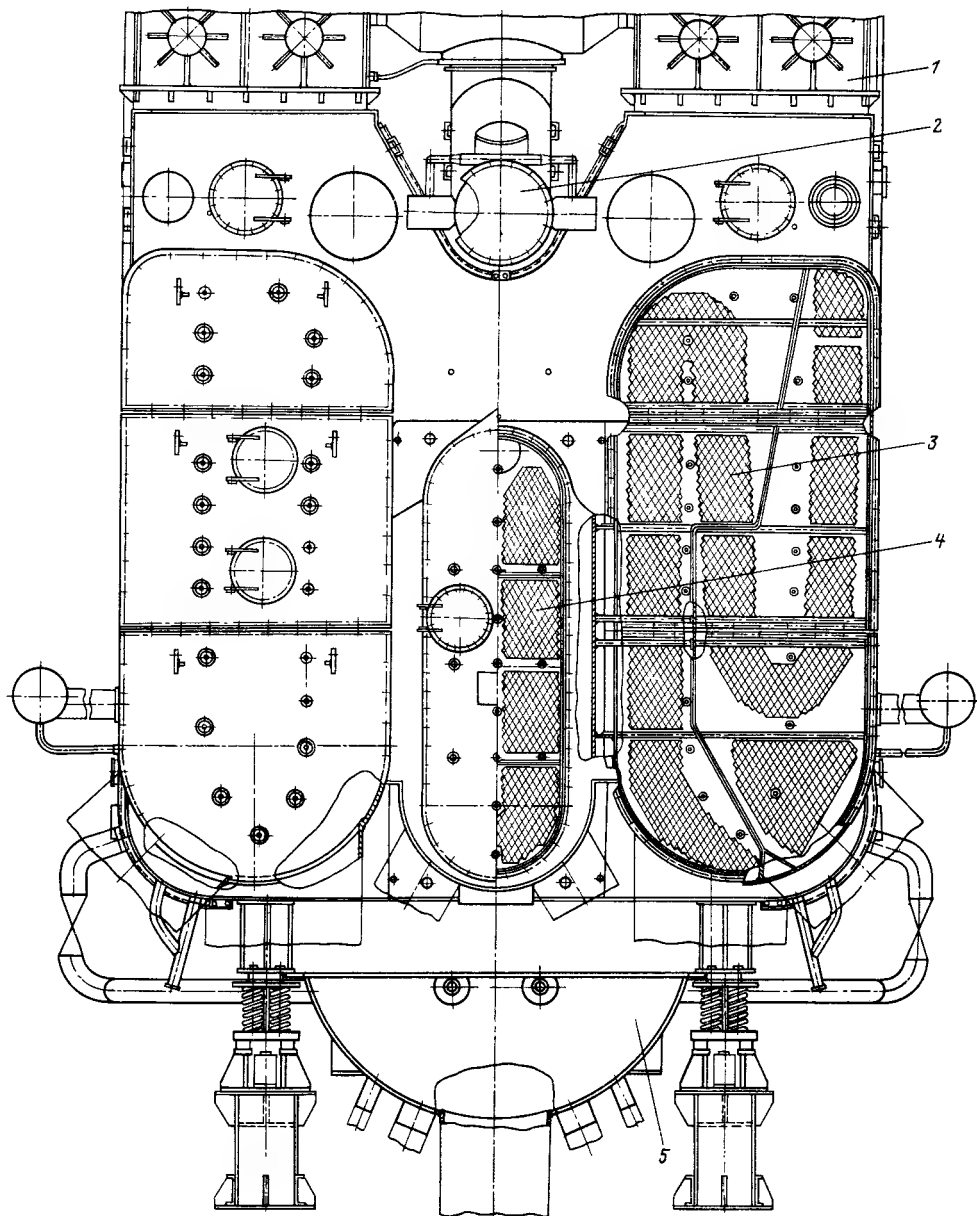


Рис. 5.20. Конденсатор турбины Т-250/300-240 ТМЗ:

1 — корпус ЦНД; 2 — встроенные ПНД; 3 — основной пучок; 4 — теплофикационный пучок; 5 — конденсатосборник

приемно-сбросное устройство. Через стенки горловины выведены трубопроводы отбора пара из ЦНД к ПНД.

На рис. 5.20 показана конструкция конденсатора теплофикационной турбины Т-250/300-240 ТМЗ. Конденсатор расположен поперек оси турбины, приварен к выходному патрубку ее и опирается дополнительно на пружинные опоры. Основные трубные пучки и пучки воздухоохладителя размещены симметрично относительно оси турбины, имеют треугольную разбивку и ленточную компоновку с использованием всех современных средств, обеспечивающих нормальную работу. По воде конденсатор выполнен двухходовым: циркуляционная вода поступает в водяные камеры, разделенные перегородкой, обеспечивающей подвод охлаждающей воды сначала в пучок воздухоохладителя и периферийные трубки основного пучка, а затем во внутренние трубки основного пучка.

Характерной особенностью конструкции рассматриваемого конденсатора является установка в нем специального встроенного теплофикационного пучка. Ни-

же (см. § 7.5) этот вопрос рассмотрен подробнее. Сейчас же отметим, что так называемая обратная сетевая вода, поступающая от теплового потребителя, например из системы отопления зданий, может направляться в теплофикационный пучок для ее нагрева и возврата тепловому потребителю. Конечно, это очень выгодно, поскольку теплота отработавшего пара отдается на отопление, а не реке или пруду.

Теплофикационный пучок имеет ленточную компоновку, расположен на оси конденсатора и имеет собственные водяные камеры, закрытые своими крышками. Крайние трубные доски являются общими для всех пучков (основного, воздухоохладителя и встроенного).

Конденсатор снабжен деаэрационным конденсатосборником, характерной особенностью которого является использование теплоты конденсата из линии рециркуляции (при малых нагрузках турбины для поддержания уровня конденсата в конденсатосборнике во избежание срыва конденсатных насосов часть конденсата постоянно возвращается в конденсатор по линии рециркуляции)

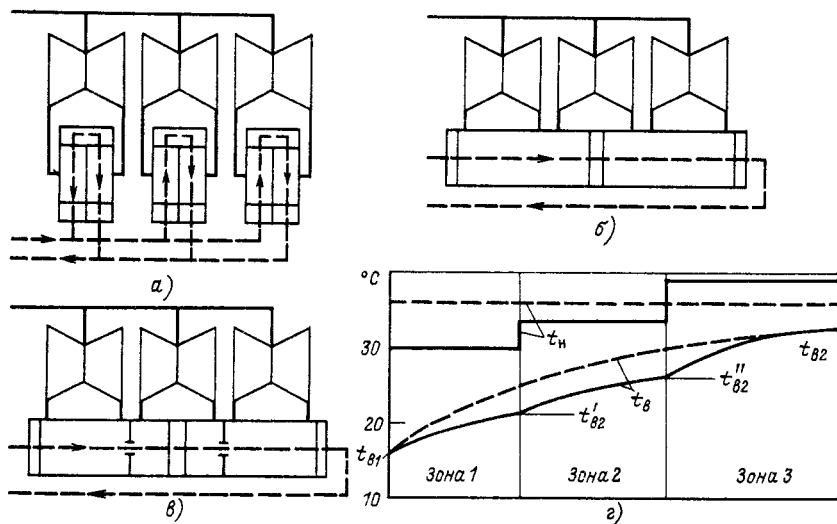


Рис. 5.21. Схемы выполнения конденсатора для турбины с тремя двухпоточными ЦНД

и теплоты дренажей регенеративных подогревателей для подогрева конденсата до температуры насыщения. Это повышает экономичность турбоустановки и улучшает деаэрационные качества конденсатора.

В горловину конденсатора кроме обычных пускосбросного устройства, подвода химически очищенной воды и т. д. встроен подогреватель низкого давления.

Очень мощные турбины имеют несколько ЦНД, и это требует либо установки нескольких одинаковых конденсаторов, либо создания еще больших конденсаторов.

На рис. 5.21, а показана схема параллельного подключения к трем отдельным ЦНД трех отдельных двухходовых конденсаторов с поперечным по отношению к оси турбины расположением трубок. Недостатком такой схемы является высокая стоимость конденсационной установки из-за большого числа корпусов конденсаторов. Удешевить ее можно путем установки одного одноходового конденсатора с продольным расположением трубок по отношению к оси турбины (рис. 5.21, б). Особенно большая выгода получается при использовании секционного конденсатора, схематически показанного на рис. 5.21, в.

Паровое пространство одноходового конденсатора разделено на три секции, между которыми установлены уплотненные перегородки. Охлаждающая вода, поступающая в первую секцию, постепенно нагревается (рис. 5.21, г) от температуры $t_{в1}$ до температуры $t'_{в2}$, во второй секции — от $t'_{в2}$ до $t''_{в2}$, в третьей — от $t''_{в2}$ до $t_{в2}$. Поэтому в первой секции температура охлаждающей воды оказывается самой низкой, а в третьей — самой высокой. Вследствие этого как температура насыщения, так и давление в каждой секции будут различными; в первой секции (по ходу охлаждающей воды) они будут минимальными, а в третьей — максимальными.

Если бы конденсатор состоял

только из одной секции (рис. 5.21, б), то температура охлаждающей воды изменялась бы так, как показано на рис. 5.21, г штриховой линией. Поэтому при секционировании конденсатора условия передачи теплоты конденсации охлаждающей воде в первых двух секциях оказываются лучше, чем в односекционном конденсаторе, так как в этих секциях температура охлаждающей воды в среднем меньше, чем при односекционной конструкции. Наоборот, третья секция попадает в худшие условия: если бы конденсатор был односекционным, то передача теплоты охлаждающей воде происходила бы в среднем при более низкой температуре, чем в третьей секции трехсекционного конденсатора.

Таким образом, ЦНД, из которых пар выходит в первые две секции, вырабатывают большую мощность, а ЦНД, из которого пар поступает в третью секцию, — меньшую мощность, чем каждый из ЦНД турбины с односекционным конденсатором. В целом выигрыш в первых двух секциях перекрывает проигрыш от третьей секции, и поэтому секционирование конденсатора оказывается выгодным.

При использовании секционных конденсаторов можно получить дополнительную выгоду, перепуская образующийся конденсат перед подачей его в систему регенерации из секций с низким давлением в секции с высоким давлением.

На рис. 5.22 приведен общий вид конденсатора 800-КЦС-3 для турбины К-800-240 ЛМЗ, а на рис. 5.23 — его трубный пучок.

Конденсатор состоит из двух корпусов 2 и 6, расположенных под турбиной продольно по отношению к ее оси. Охлаждающая вода через два патрубка 10 входит в переднюю водяную камеру 1, из нее — в трубки первого корпуса и затем в промежуточную камеру 4. Из последней вода поступает во второй корпус, затем в заднюю водяную камеру 7 и через два выходных патрубка 8 удаляется

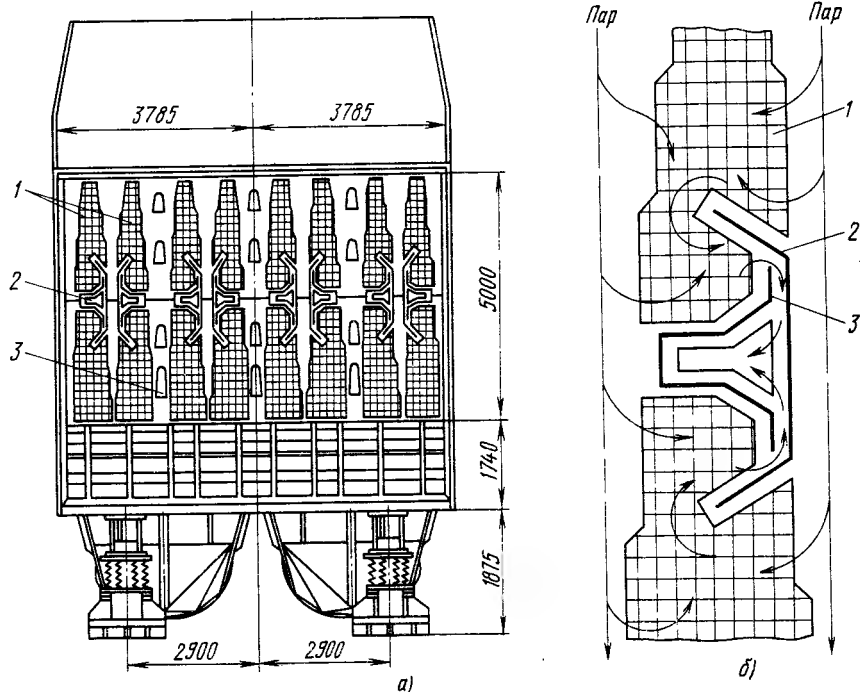


Рис. 5.23. Трубный пучок конденсатора 800-КЦС-3:
а — общий вид; б — зона отсоса паровоздушной смеси

в систему охлаждения циркуляционной воды. Таким образом, конденсатор является одноходовым, двухпоточным. Два потока охлаждающей воды позволяют отключать с соответствующим разгрузением турбины каждую из половин конденсатора для ремонта и чистки водяных камер, трубных досок и труб.

Корпуса конденсатора установлены на пружинных опорах 9 таким образом, что угол наклона охлаждающих трубок к горизонту составляет $3^{\circ}15'$. Это интенсифицирует теплопередачу от конденсирующегося пара к охлаждающей воде и способствует созданию более низкого давления в конденсаторе. Промежуточная водяная камера имеет волнообразные компенсаторы для облегчения взаимных тепловых расширений корпусов.

Пар из каждого ЦНД (а в турбине К-800-240 их три) поступает через два патрубка 3 в переходной

патрубок 5, а из него — на трубный пучок конденсатора. Он состоит из 19 625 трубок диаметром 28 мм с толщиной стенки 1 мм. Длина трубок в каждом корпусе 11 530 мм. Общая площадь поверхности конденсатора $41\ 200\text{ м}^2$.

В отличие от ранее рассмотренных конструкций трубный пучок (см. рис. 5.23, а) состоит из восьми одинаковых модулей 1, каждый из которых имеет свою зону отсоса, показанную в увеличенном масштабе на рис. 5.23, б. Модуль 1 представляет собой сплошной вертикально расположенный массив трубок с ромбической разбивкой. В средней части массива двумя щитами 2 и 3 образована зона отсоса. Выделенного воздухоохладителя в пучке нет, и его роль играют расположенные непосредственно перед отсосом охлаждающие трубки пучка.

В каждом из корпусов конденсатора для дополнительного опирания

Таблица 5.2. Характеристика конденсаторов мощных паровых турбин

Тип турбины	Тип конденсатора	Поверхность охлаждения, м ²	Расход пара в конденсатор, кг/с	Число конденсаторов	Расчетная температура охлаждающей воды, °С	Число ходов, схема включения и расположение конденсаторов	Расчетное давление, кПа
К-160-130 ХТЗ	К-160-9115	9115	91,92	1	12	2, поперечное	3,43
К-200-130 ЛМЗ	200-КЦС-2	4500	111,11	2	10	2, параллельная,	3,46
К-300-240 ЛМЗ	300-КЦС-1	15 400	139,28	1	12	поперечное	3,43
К-300-240 ХТЗ	К-15240	15 240	156,56	1	12	2, поперечное	3,63
К-500-240-2 ХТЗ	К-11520-2	11 520	—	2	12	2, параллельная,	3,63
К-800-240-3 ЛМЗ	800-КЦС	20 600	393,33	2	12	поперечное	3,43
К-1200-240 ЛМЗ	1200-КЦС	—	593,06	2	12	1, последовательная	(среднее) 3,58
К-220-44 ХТЗ	К-12150	12 150	106,25	2	22	1, последовательная	(среднее) 5,10
К-500-60/1500 ХТЗ	К-22550	22 550	244,51	2	22	2, поперечное	5,88
К-500-65/3000 ХТЗ	К-10120	10 120	114,14	4	12	2, продольное	3,92
К-750-65/3000 ХТЗ	К-16160	16 160	176,00	4	15	2, поперечное	4,50
К-1000-60/1500-1	К-45600	45 600	468,00	2	15	1, поперечное	3,90
К-1000-60/3000	КЦ-1000	22 000	213,00	4	20	1, последовательная	(среднее) 4,90
						1, последовательная	(среднее)

трубкок установлено по 10 промежуточных перегородок с отверстиями (поз. 3 на рис. 5.23, а) для выравнивания давления пара. Паровые пространства обоих корпусов в верхней и нижней частях связаны патрубками, поэтому давления в корпусах одинаковы. Аналогичным образом связаны и конденсаторосборники корпусов.

Для турбины К-800-240-5 конденсатор выполнен аналогичным образом, но с секционированием. В табл. 5.2 приведены основные характеристики конденсаторов, используемых для мощных паровых турбин.

Элементы конденсационной установки

Охлаждение циркуляционной воды. Для получения глубокого вакуума в конденсаторе требуется боль-

шое количество охлаждающей воды. Действительно, теплота, которую необходимо отнять от конденсирующегося пара, равна $Q_1 = Gr$, а теплота, уносимая охлаждающей водой, $Q_2 = Wc_b\Delta t_b$, где W — расход, а Δt_b — нагрев охлаждающей воды, $c_b = 4,18$ Дж/(г·К).

Конечно, эти количества теплоты должны быть равны, и тогда расход охлаждающей воды, приходящийся на 1 кг конденсирующегося пара, равен $m = W/G = r/(c_b\Delta t_b)$. Эта величина называется кратностью охлаждения.

Нагрев охлаждающей воды Δt_b , выбираемый путем технико-экономических расчетов, обычно составляет 8—12 °С, а теплота парообразования в среднем составляет 2250—2400 Дж/г. Таким образом, на 1 кг конденсирующегося пара приходится 50—70 кг охлаждающей воды.

В среднем для производства 1 кВт·ч электроэнергии требуется примерно 130 л для ТЭС и 200 л — для АЭС, причем более 95 % ее количества требуется для охлаждения конденсаторов.

Снабжение конденсаторов турбин охлаждающей водой может производиться от разных источников.

Наиболее экономичной является система прямого водоснабжения, при которой в конденсатор турбины подается свежая вода. Источником воды при такой системе обычно является река, море или большое озеро. Из реки вода забирается циркуляционным насосом, пропускается через конденсатор и уже нагретой сбрасывается ниже по течению. При использовании крупных озер места забора и сброса охлаждающей воды должны быть разнесены на расстояние, исключающее подмешивание отработанной воды к свежей.

К сожалению, использование прямомоточной системы водоснабжения ограничено из-за возможности его применения с каждым годом суживаются. Дело, во-первых, в том, что для питания крупных электростанций требуются реки с достаточно большим расходом, и, во-вторых, в соответствии с требованиями «Правил охраны поверхностных вод от загрязнений сточными водами» допустимый подогрев воды в реках очень мал: он не должен превышать 3 °C летом и 5 °C зимой.

В условиях постоянного роста мощностей электростанций и нехватки охлаждающей воды, особенно в европейской части СССР, все большее распространение получают системы оборотного водоснабжения, в которых осуществляется повторное использование отработанной в конденсаторе воды после охлаждения в атмосферных условиях. В настоящее время около 70 % электростанций используют оборотное водоснабжение. Из вводимых электростанций, как на органическом топливе, так и атомных, зна-

чительная часть также имеет оборотную систему водоснабжения.

Различают две системы оборотного водоснабжения: с водохранилищами-охладителями и с градирнями.

В первой системе источником охлаждающей воды является водохранилище, сооружаемое в долине реки или ее пойме и заполняемое в течение нескольких лет; иногда строят специальные наливные водохранилища вне поймы реки. Забор циркуляционной воды производят обычно у плотины, а место сброса определяется местными условиями (формой и глубиной водохранилища). При вытянутой форме водохранилища нагретую воду сбрасывают на расстоянии 10 км от места забора. При глубоком водохранилище места забора и сброса можно сблизить; при этом нагретая вода направляется в придонные (холодные) слои водоема.

Во второй системе охлаждение нагретой циркуляционной воды осуществляется в специальных искусственных сооружениях, называемых градирнями. Они используются тогда, когда нет возможности соорудить водохранилище-охладитель в месте строительства электростанции. Такое положение возникает, например, при строительстве крупных ТЭЦ в больших городах.

На рис. 5.24 показана конструкция градирни с естественной тягой. Внутри вытяжной башни, выполненной из дерева, листового металла или железобетона, устанавливают ороситель, состоящий из водораспределительного устройства и щитов. Нагретая в конденсаторе вода ступает к распределительному устройству оросителя и затем стекает в виде струй или капель по оросителю в водосборный бассейн, откуда циркуляционными насосами снова подается в конденсаторы турбины.

В нижней части градирни выполнены окна, через которые навстречу падающему вниз дождю поступает воздух. Охлаждение циркуляционной

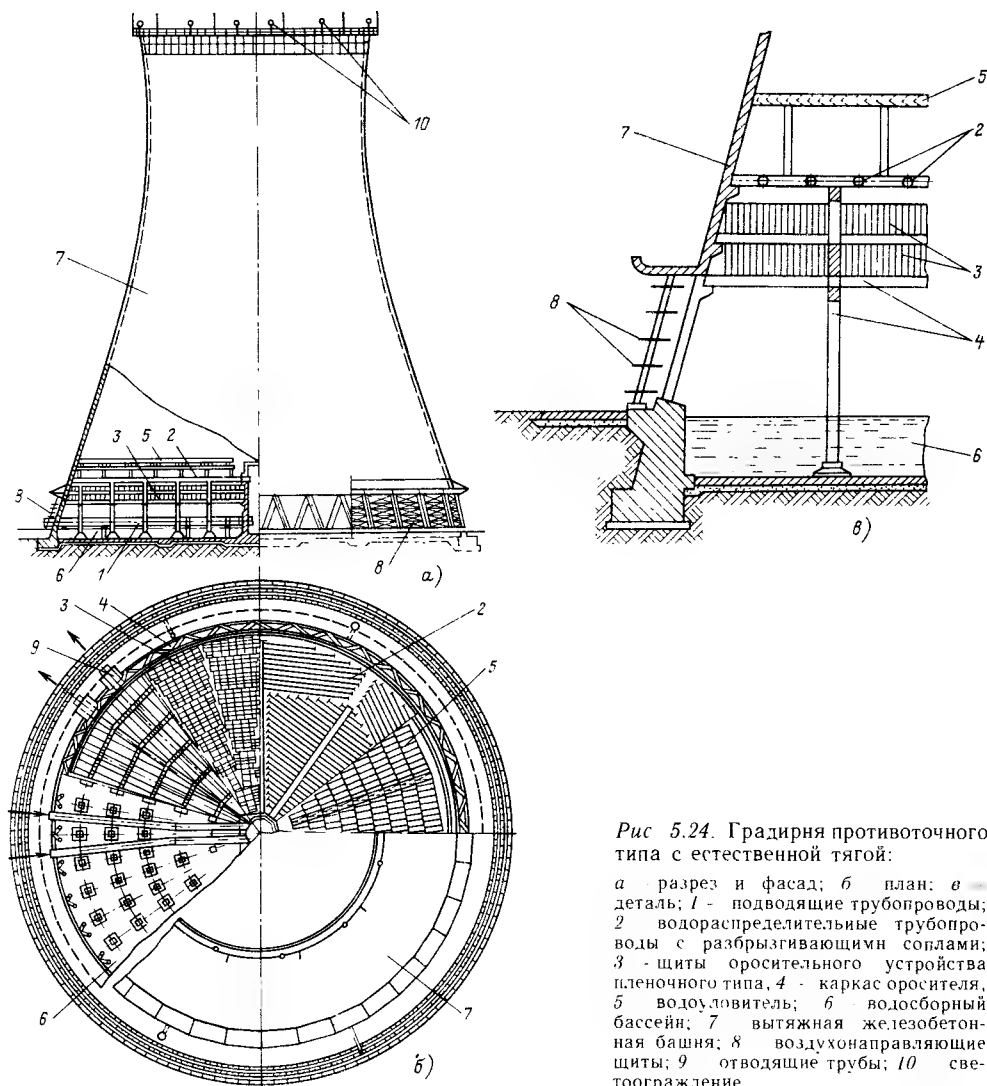


Рис 5.24. Градири противоточного типа с естественной тягой:

а - разрез и фасад; б - план; в - деталь; 1 - подводящие трубопроводы; 2 - водораспределительные трубопроводы с разбрызгивающими соплами; 3 - щиты оросительного устройства пленочного типа; 4 - каркас оросителя; 5 - водоуловитель; 6 - водосборный бассейн; 7 - вытяжная железобетонная башня; 8 - воздухонаправляющие щиты; 9 - отводящие трубы; 10 - светопрозрачное ограждение

воды при такой конструкции происходит в основном за счет испарения части циркуляционной воды.

Применение градирен позволяет избежать затопления большого количества земли, однако изменяет микроклимат из-за выброса в атмосферу значительного количества испарившейся воды. Поэтому градирни строят высокими (вплоть до 150 м) и большого диаметра (50–60 м).

В районах с очень большим дефицитом охлаждающей воды применяют так называемые конвективные градирни, в которых

охлаждающая вода циркулирует в замкнутом контуре, а ее охлаждение осуществляется воздухом в радиаторах. Такие градирни очень дороги из-за использования алюминиевых сплавов, недостаточно охлаждают воду летом; зимой часто возникает опасность замерзания охлаждающей воды в радиаторах.

На рис. 5.25 показана схема водоснабжения конденсатора при использовании прямооточного или обратного водоснабжения с водохранилищем-охладителем. В береговой насосной устанавливают насос 3,

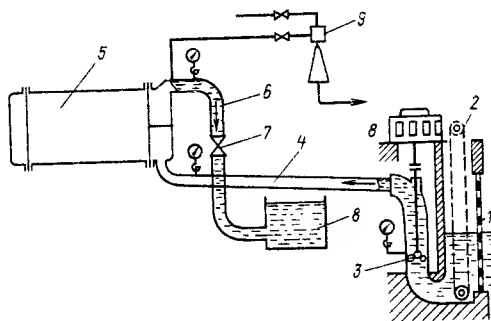


Рис. 5.25. Схема прямоточного водоснабжения конденсатора

обычно осевого типа, который по трубопроводу 4 подает воду в конденсатор 5, и оттуда вода по трубопроводу 6 через клапан 7 сбрасывается в сливной канал 8; из канала вода направляется снова в водоем. Для забора чистой воды перед всасывающим каналом устанавливают грубую решетку 1 и тонкую вращающуюся сетку 2, автоматически очищающуюся от мусора.

Сливной трубопровод 6 обязательно заводят под уровень в сливном канале 8. В этом случае в верхней части сливного трубопровода за счет сплошного падающего столба воды образуется разрежение (сифон). При этом уменьшается необходимый напор насоса и, следовательно, снижается его мощность. Действительно, при использовании схемы, показанной на рис. 5.25, насос должен преодолеть гидравлическое сопротивление конденсатора и трубопроводов и поднять жидкость на высоту, равную разности уровней в сливном канале 8 и в реке. Если же организовать слив нагретой воды на уровне большем, чем уровень воды в сливном канале, то высота подачи воды увеличится, что вызовет увеличение необходимой мощности насоса. Правда, при схеме с использованием сифона конденсационная установка не может начать работать из-за отсутствия всасывающего действия сливного трубопровода. Поэтому к сливному паропроводу присоединяют специальный эжектор 9, создающий

в сливном трубопроводе разрежение перед пуском и помогающий заполнить сливной трубопровод 6.

Для индивидуального водоснабжения мощных современных блоков при использовании рек и водохранилищ-охладителей применяют осевые насосы, пример конструкции которых приведен на рис. 5.26. На валу 9 расположено рабочее колесо 12 насоса, состоящее из переднего обтекателя и осевых лопаток (обычно

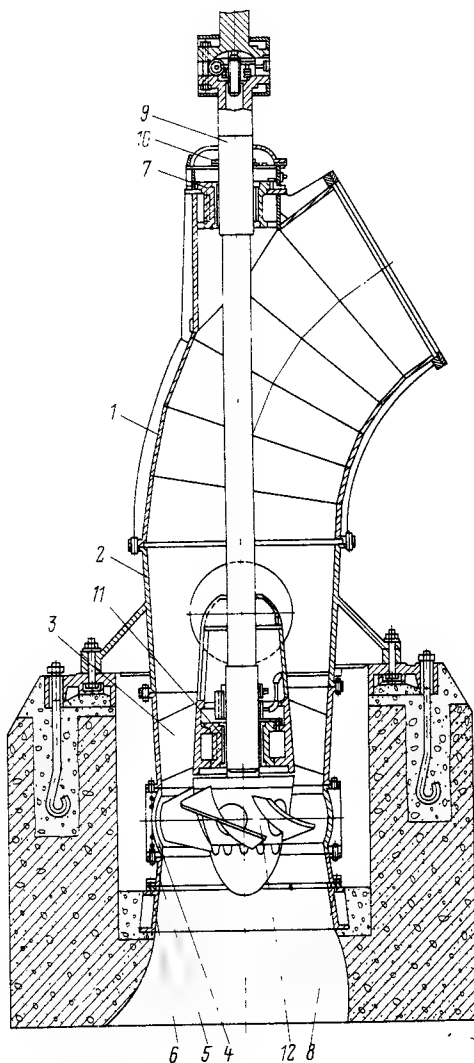


Рис. 5.26. Циркуляционный осевой насос типа ОП-2-145

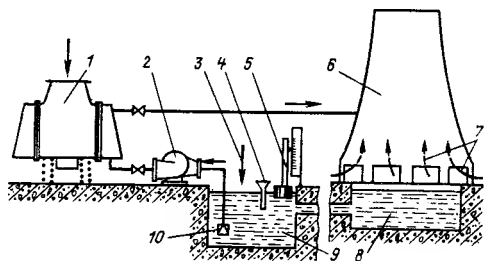


Рис. 5.27. Циркуляция воды в схеме оборотного водоснабжения с градирней.

1 — конденсатор; 2 — циркуляционный насос; 3 — добавка воды; 4 — ввод хлорной извести; 5 — указатель уровня; 6 — градирня; 7 — атмосферный воздух; 8 — сборный бассейн; 9 — водоприемный колодец; 10 — приемный (обратный) клапан насоса

в количестве две-шесть). Лопатки выполняют из высоколегированной аустенитной стали, имеющей высокое сопротивление износу. Внутри переднего обтекателя часто помещают механизм с ручным гидравлическим или электрическим приводом для поворота рабочих лопаток. Таким способом легко регулировать подачу насоса в пределах 70—100 % максимальной без снижения его КПД. Если для привода насоса использовать электродвигатель с двумя частотами вращения, то нижний предел регули-

рования подачи можно снизить до 60 %.

Вал насоса вращается в двух опорных подшипниках скольжения 7 и 11, размещенных в верхнем обтекателе 3, и в кронштейне, расположенном на отводящем патрубке 1 насоса. Осевое усилие и вес ротора насоса воспринимаются пятой электродвигателя, который присоединяется к валу насоса посредством жесткой муфты. Для уплотнения вала служит сальник 10.

Корпус насоса образован камерой 4 рабочего колеса, установленной на закладное фундаментное кольцо 5, и диффузором 2, опирающимся через резиновый шнур 8 на фундаментные рамы 6.

На рис. 5.27 показана схема водоснабжения конденсатора с использованием градирни. В этом случае чаще всего используют циркуляционные насосы центробежного типа, которые устанавливают в здании центральной насосной. На рис. 5.28 показана конструкция вертикального центробежного насоса, используемого для подачи воды из водосборного бассейна градирни в конденсатор. Корпус насоса установлен на фунда-

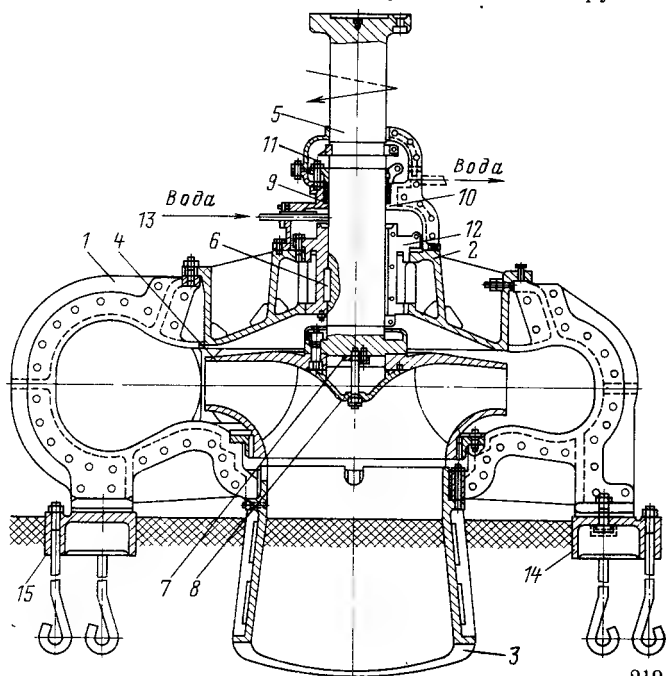


Рис. 5.28. Центробежный вертикальный насос:

1 — корпус; 2 — крышка; 3 — входной патрубок; 4 — рабочее колесо; 5 — вал; 6 — шпонка; 7 — шайба; 8 — обтекатель; 9 — сальник; 10 — корпус сальника; 11 — крышка сальника; 12 — опорный подшипник; 13 — подвод воды для смазки подшипника; 14, 15 — закладные части фундамента

ментной раме и имеет вертикальный входной и горизонтальный выходной патрубки. Рабочее колесо насоса крепится на болтах к валу, который вращается на подшипнике со специальными вкладышами, смазываемыми водой. Вал насоса жестко соединен с валом электродвигателя, опоры которого одновременно служат опорами вала насоса. Масса ротора насоса и осевое усилие на роторе воспринимаются пятой электродвигателя. Для уплотнения вала насоса используется мягкая сальниковая набивка.

В последнее время началось использование вертикальных диагональных (центробежно-осевых) насосов в системах охлаждения с градирнями, а также в системах с боковым расположением конденсаторов.

В табл. 5.3 приведены характеристики циркуляционных насосов, используемых в мощных энергетических блоках.

Конденсатные насосы. Конструкция конденсатных насосов определяется их назначением и условиями работы. Они служат для откачки из конденсатора конденсата и подачи его через систему подогревателей в деаэратор.

В установках на докритические параметры пара напор, создаваемый насосом, должен быть достаточным для преодоления гидравлического со-

противления трубопроводов, подогревателей и подачи конденсата в деаэратор с давлением 0,6 МПа на высоту около 20 м (это необходимо для нормальной работы питательного насоса). Необходимый напор может быть создан только в насосе многоступенчатой конструкции (обычно число рабочих колес конденсатных насосов колеблется от двух до шести).

Конденсатные насосы должны откачивать большое количество основного конденсата, добавки химически обессоленной воды, дренажей подогревателей и т. д. Поэтому конденсационную установку снабжают несколькими параллельно включенными насосами, один из которых обязательно находится в резерве. Подача конденсатных насосов составляет 300–1500 м³/ч. Их привод осуществляется стандартными электродвигателями с частотой вращения 24,71/с. Потребляемая мощность составляет 150–1250 кВт.

Включение конденсатных насосов в схему ПТУ на сверхкритические параметры пара несколько отличается от рассмотренного выше. Эти установки имеют прямоточный котел, требующий питательной воды очень высокого качества, для чего необходима 100 %-ная очистка конденсата. Очистка проводится в блочной обессоливающей установке (БОУ),

Таблица 5.3. Основные характеристики циркуляционных насосов, используемых в конденсационных установках мощных энергетических блоков

Тип насоса	Частота вращения, 1/мин	Диаметр рабочего колеса, мм	Подача, м ³ /ч	Давление, развиваемое насосом, кПа	Мощность на валу насоса, кВт
58В-22	300	1650	21 200	265	1780
		1550	21 250	210	1400
		2010	31 500	276	2750
72В-22	250	1940	30 600	244	2355
		1870	29 700	214	2060
ОПВ-10-185	290	—	57 500	186	4000
ОПВ-11-185	333	—	68 000	180	5000
ОПВ-10-260	214	—	117 000	190	12 500
ОПВ-11-260	214	—	124 200	150	12 500
96 ДПВ 4,5/2,3 К	485	1020	13 300	210	865
130 ДПВ 8/23 ЭГ	365	1350	28 800	230	2200
170 ДПВ 12/22 ЭГ	300	1750	43 200	220	3500

фильтры которой не могут выдержать больших давлений. Поэтому БОУ устанавливают между двумя группами конденсатных насосов, первая из которых служит для прокачки конденсата через БОУ, а вторая — для подачи конденсата через подогреватели в деаэратор.

Условия работы конденсатных насосов очень тяжелы, так как они работают в условиях глубокого разрежения. Действительно, поскольку над уровнем конденсата в конденсатосборнике глубокий вакуум (в нашем случае можно считать, что давление в нем равно нулю), конденсатный насос нельзя располагать выше уровня конденсата из-за отрицательной высоты всасывания.

Высота всасывания — это разность геометрических высот оси насоса и уровня жидкости в сосуде, из которого она поступает в насос. Рассмотрим рис. 5.29, на котором показан центробежный насос, перекачивающий жидкость из сосуда *I* в сосуд *II*. Если на уровне *a* в сосуда *I* давление равно p_a , то во всасывающем трубопроводе на этом же уровне давление будет меньше из-за гидравлического сопротивления трубопровода до рассматриваемого сечения. Давление во всасывающем трубопроводе будет продолжат уменьшаться по мере движения жидкости вверх, и при достижении им давления насыщения, которое определяется температурой перекачиваемой жидкости, произойдет ее вскипание и срыв работы насоса. Таким образом, давление насыщения жидкости определяет максимально возможную высоту всасывания $h_{вс}$. Если насос расположить на высоте, большей $h_{вс}$, то насос работать не сможет (ниже мы увидим, что иногда даже требуется отрицательная высота всасывания, т. е. подпор).

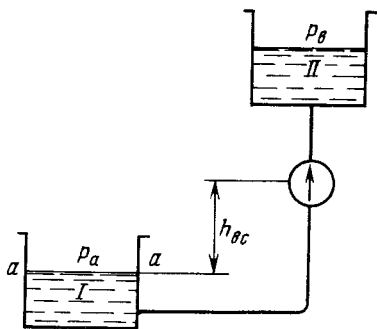


Рис. 5.29. Высота всасывания центробежного насоса

На практике высота всасывания принимается всегда ниже максимально возможной не только для компенсации вероятных отклонений условий работы вблизи опасного предела, но и из-за возможности возникновения явления кавитации. Дело в том, что поле скоростей и давлений на входе в рабочее колесо насоса является неравномерным и в отдельных точках потока создаются условия для вскипания жидкости. Появляющиеся пузырьки пара затем превращаются опять в жидкость при их перемещении в зоны, где местное давление выше давления насыщения. Появление и исчезновение пузырьков сопровождается местными ударами, интенсивность которых может достигать 30 МПа, а частота — десятков тысяч герц.

Такие местные удары приводят к быстрому износу (эрозии) рабочих колес и необходимости их ремонта или замены.

Естественно, что вероятность кавитации тем выше, чем ниже среднее давление на входе в насос, определяемое геометрической высотой всасывания. Поэтому высоту всасывания необходимо принимать с учетом возможности возникновения явления кавитации.

Таким образом, для нормальной работы конденсатного насоса необходим подпор на его всасывающей стороне. Его можно получить установкой насоса ниже конденсатора, отметка которого практически совпадает с уровнем земли. Поэтому требуется заглубление насосов. Обычно на крупных электростанциях конденсатные насосы устанавливают в подвальном помещении.

Глубокое разрежение на входе в конденсатный насос вызывает и другое неприятное явление: при недостаточной герметичности насоса происходит подсос воздуха, повышающий вероятность срыва насоса, вызывающий снижение его производительности и насыщающий конденсат кислородом, который вызывает коррозию конденсатного

тракта с выносом продуктов коррозии в котел и турбину. Поэтому для обеспечения герметичности конденсационных насосов применяют специальные конструктивные меры.

В качестве примера на рис. 5.30 представлен конденсатный насос КсВ-1500-120.

Насос выполнен вертикальным и соединяется с электродвигателем посредством жесткой муфты и промежуточного вала. При частоте вра-

щения 750 1/мин насос создает напор H около 120 м при подаче 1500 м³/ч. Мощность установленного двигателя 620 кВт. Требуемый необходимый подпор на всасывающей стороне насоса составляет около 2,3 м вод. ст.

Насос выполнен четырехступенчатым. На валу насоса на шпонках расположены четыре рабочих колеса, перед первым из которых установлен подпорный винт для обеспечения высокой кавитационной стойкости этого колеса. Для разгрузки подшипников насоса от осевого усилия установлен разгрузочный барабан, приемная камера которого соединена с всасывающим патрубком. Небольшое осевое усилие, возникающее на валу, воспринимается верхним сдвоенным радиально-упорным подшипником. Смазка и охлаждение нижнего подшипника производятся конденсатом.

Верхний подшипник смазывается маслом, подаваемым из масляной ванны вращающейся втулкой со специальной нарезкой. Корпус подшипника охлаждается конденсатом.

Нижний конец вала не имеет выхода наружу, что исключает подсос воздуха через уплотнение. Верхний конец вала уплотнен сальником с мягкой набивкой, в середину которой вставлено плавающее кольцо с отверстиями. Во время стоянки насоса (например, в резерве) к отверстиям кольца подводится конденсат с давлением 0,3—0,5 МПа для того, чтобы исключить подсос через сальник воздуха в трубопровод конденсата.

В табл. 5.4 приведены основные характеристики конденсатных насосов энергетических блоков.

Эжекторы. В конденсационных установках для создания вакуума в конденсаторе в настоящее время с равным успехом используются как пароструйные, так и водоструйные эжекторы.

Рабочим телом в пароструйном эжекторе служит пар от деаэраторов.

Эжекторы для быстрого набора вакуума при пуске выполняют одноступенчатыми (рис. 5.31).

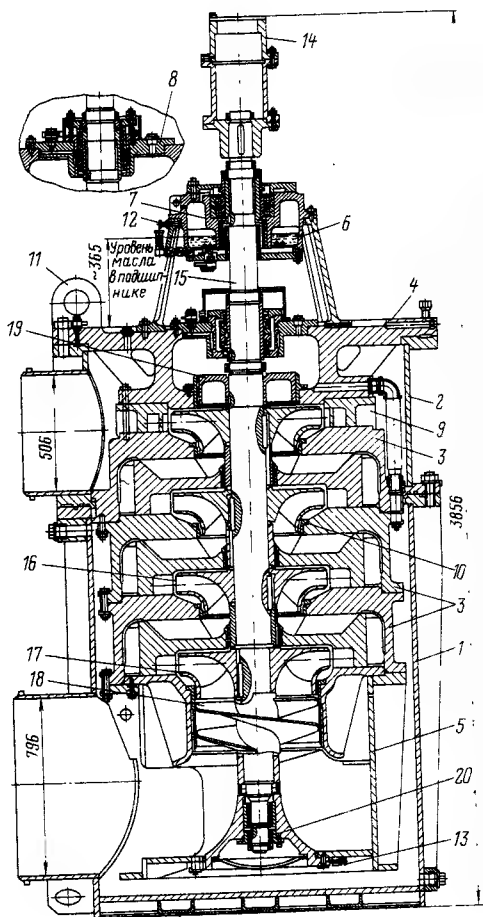


Рис. 5.30. Конденсатный насос КсВ-1500-120:

- 1 — наружный (сварной) корпус; 2 — верхняя часть корпуса; 3 — секции внутреннего корпуса; 4 — крышка напорная; 5 — корпус всасывания; 6 — масляная ванна; 7 — сдвоенный радиально-упорный подшипник; 8 — корпус уплотнения; 9, 10 — уплотнение рабочего колеса; 11 — проушина; 12, 13 — установочные винты для центровки; 14 — промежуточный вал; 15 — вал; 16, 17 — рабочие колеса; 18 — подпорный винт; 19 — разгрузочный диск; 20 — подшипник скольжения

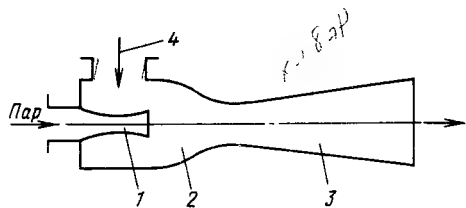


Рис. 5.31. Схема пароструйного эжектора

К рабочему соплу 1 подается пар с давлением, в несколько раз превышающим атмосферное. Сопло выполняют сначала суживающимся, а затем расширяющимся (в виде сопла Лаваля), поэтому на выходе из него получают очень высокую скорость пара (более 1000 м/с). Выходящий пар поступает в камеру смешения 2, сообщенную с паровым пространством конденсатора, и оказывает на поступающую сюда паровоздушную смесь 4 эжектирующее (подсасывающее) действие. В результате образуется смесь рабочего пара и паровоздушной смеси, поступающая в диффузор 3. В нем происходит преобразование кинетической энергии пара в энергию давления, в результате чего давление на выходе из диффузора несколько превышает атмосферное и поэтому происходит постоянное удаление паровоздушной смеси из конденсатора.

Из рис. 5.31 видно, что эжектор является очень простым устройством, однако в таком простом исполнении он имеет много недостатков. Его КПД мал, поскольку в одном диффузоре необходимо повысить давление

поступающей из конденсатора смеси от нескольких килопаскалей до атмосферного. С помощью одноступенчатого эжектора невозможно создать давление ниже 15 кПа (вакуум более 650 мм рт. ст.), в то время как для экономичной работы турбоустановки часто требуется давление 4—5 кПа (вакуум 730—740 мм рт. ст.). Теплота рабочего пара и сам пар, выходящий в атмосферу, теряются безвозвратно.

Поэтому эжекторы, отсасывающие паровоздушную смесь постоянно, выполняют многоступенчатыми с оптимальной степенью сжатия в каждой ступени, с использованием теплоты рабочего пара и с сохранением его в цикле установки.

На рис. 5.32, а показана схема трехступенчатого пароструйного эжектора. Камера смешения эжектора первой ступени сообщается с конденсатором. Сжатая в эжекторе первой ступени паровоздушная смесь не выбрасывается в атмосферу, а направляется в холодильник эжектора первой ступени — на трубную систему, внутри которой проходит конденсат, идущий от конденсатных насосов. В результате происходит конденсация пара из паровоздушной смеси с передачей теплоты конденсации поступающему конденсату. Несконденсировавшаяся часть паровоздушной смеси поступает в камеру смешения второй ступени и затем — третьей. На выходе из третьей ступени паровоздушная смесь содержит очень малое количество пара. Конденсат рабочего пара эжекторов пе-

Таблица 5.4. Характеристики конденсатных насосов энергетических блоков

Тип насоса	Подача, м ³ /ч	Напор, м	Частота вращения, 1/мин	Номинальная мощность двигателя, кВт	Энергетический блок	Примечание
125КсВ-9×4	300	160	1500	250	К-200-130	3 шт.
КсВ-475-85/3	475	85	985	200	К-300-240	I ступень (3 шт.)
КсВ-475-220/5-2	475	220	1500	500	К-300-240	II ступень (3 шт.)
КсВ-1600-90	1600	90	1000	500	К-500-240	I ступень (2 шт.)
ЦН-1600-220	1600	220	2975	1250	К-500-240	II ступень (2 шт.)
КсВ-1000-95	1000	95	1000	400	К-800-240	I ступень (3 шт.)
КсВ-1500-120	1500	120	750	620	К-500-65	I ступень

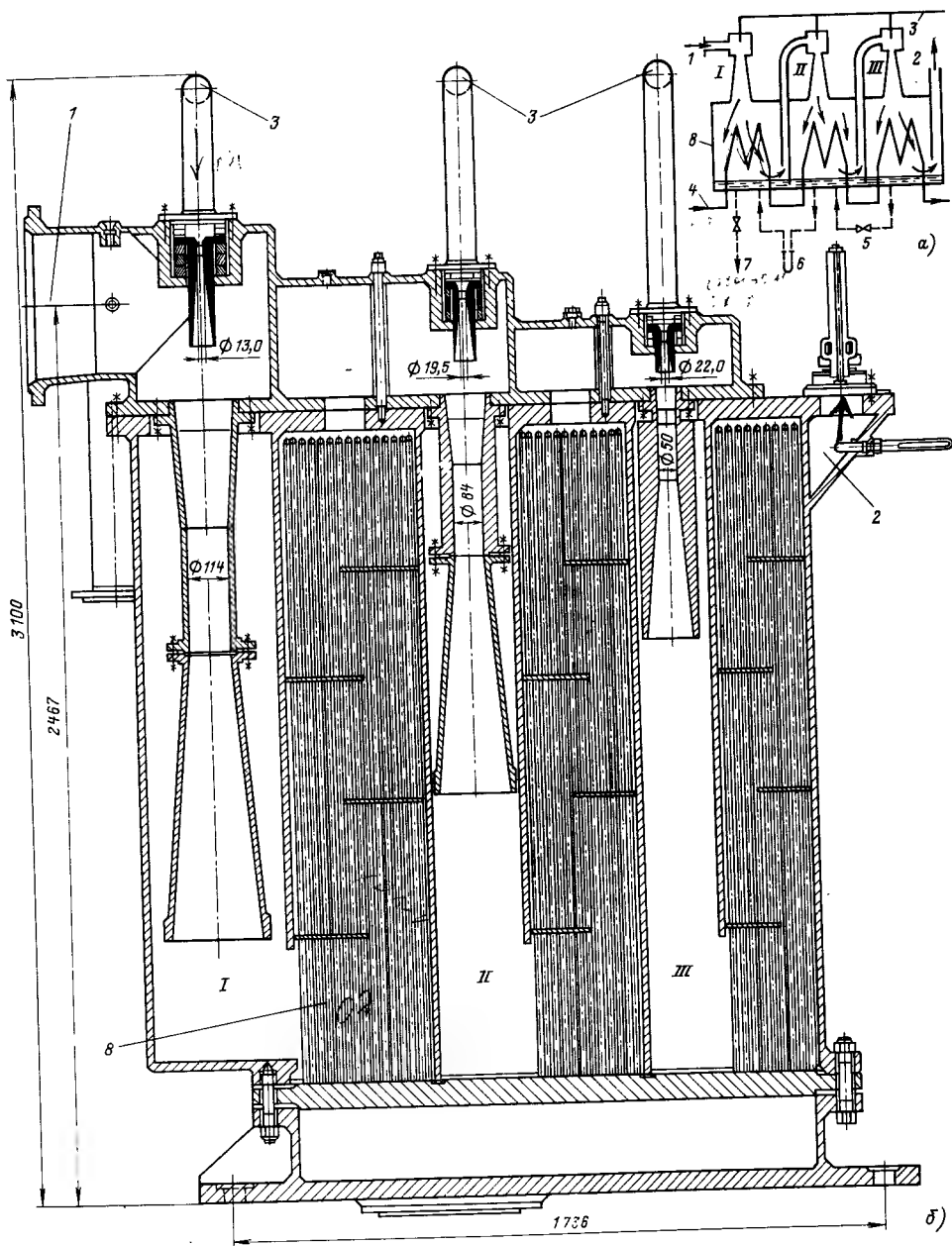


Рис. 5.32. Трехступенчатый пароструйный эжектор:

а - схема эжектора и его включения; б - эжектор ЭПО-3-150 ХТЗ для турбоустановки К-300-240-2; I, II, III - ступени эжектора с давлением всасывания соответственно 3,6; 6 и 20 кПа; 1 - вход паровоздушной смеси из конденсатора; 2 - выхлоп эжектора при давлении паровоздушной смеси 0,11 МПа; 3 - подвод рабочего пара с давлением 0,5 МПа; 4 - вход охлаждающего конденсата; 5, 6 - сброс дренажа; 7 - отвод дренажа в конденсатор; 8 - холодильники

репускается из холодильника с большим давлением в холодильник с меньшим давлением и из холодильника первой ступени направляется в конденсатор. Поэтому рабочее тело в рассматриваемом эжекторе практически не теряется.

На трубопроводе выхода воздуха из эжектора в атмосферу устанавливают обратный клапан для исключения возможности срыва вакуума в конденсаторе при прекращении подачи рабочего пара к эжектору и расходом количества отсасываемого воздуха. Его показания позволяют судить о плотности вакуумной системы и принимать надлежащие меры при ее нарушении.

На рис. 5.32, б приведен продольный разрез пароструйного эжектора ЭПО-3-150 ХТГЗ для турбоустановки К-500-240-2. Пар для эжектора поступает от деаэратора с параметрами 0,5 МПа и 158 °С. Каждая из ступеней эжектора состоит из собственно эжектора и холодильника. Все холодильники — двухходовые, включенные параллельно по охлаждающему конденсату (в отличие от рис. 5.32, а); расход охлаждающего конденсата составляет 500 т/ч при температуре 27,6 °С. Внутри парового пространства каждого из холодильников выполнены четыре перегородки, поэтому они являются пятиходовыми по пару. По мере движения паровоздушной смеси в эжекторе ее давление постепенно повышается; при давлении в конденсаторе 3 кПа в камере всасывания II ступени давление равно примерно 6 кПа, III ступени — 29 кПа, а на выходе эжектора — 110 кПа. Первая ступень эжектора потребляет 350 кг/ч рабочего пара, вторая — 810, третья — 1030. При этом эжектор отсасывает в час 118 кг смеси, в которой содержится 50 кг воздуха.

Некоторые особенности имеют эжекторы конденсационных установок турбин одноконтурных АЭС. Радиолитные кислород и водород, поступающие в конденсатор, способны образовывать гремучий

газ — смесь двух объемов водорода и одного объема кислорода, взрывающаяся при определенных температурных условиях. Она не представляет опасности непосредственно для конденсатора, однако в холодильниках эжекторов имеется реальная возможность возникновения условий для взрыва гремучего газа. Поэтому для обеспечения ее взрывобезопасной концентрации в зону за диффузором третьей ступени эжектора подают пар, а на входе в третью ступень осуществляют регулирование ее температуры путем изменения расхода охлаждающего конденсата через эту ступень. Кроме того, на выходе эжекторов устанавливают специальные электрические устройства с катализаторами для сжигания гремучего газа. Иногда его дополнительно разбавляют воздухом до безопасной концентрации водорода и выбрасывают через станционную трубу в атмосферу.

В последнее время все большее применение находят водоструйные эжекторы, рабочим телом которых служит вода, отбираемая из напорного циркуляционного водовода в количестве 5—7 %. Водяные эжекторы могут создавать более глубокий вакуум, чем пароструйные, однако отсасываемый пар и его теплота теряются бесполезно.

На рис. 5.33 показана схема водоструйного эжектора ЭВ-1-350 ЛМЗ. Его принцип действия не отличается

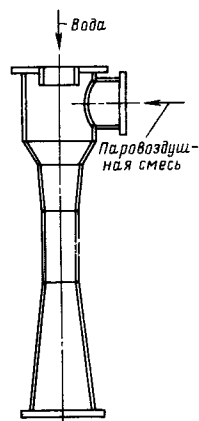


Рис. 5.33. Схема водоструйного эжектора ЭВ-1-350 ЛМЗ

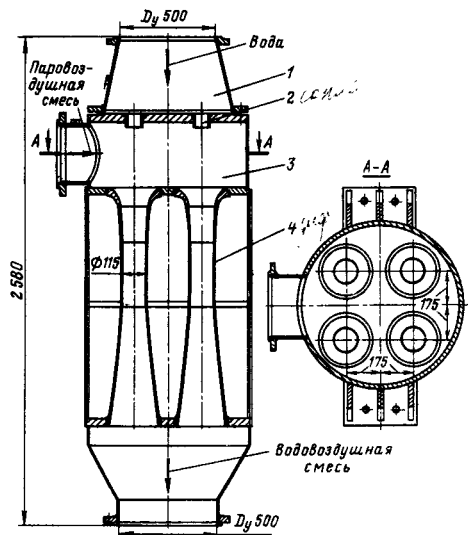


Рис. 5.34. Водоструйный эжектор ЭВ-4-1400 ЛМЗ

от принципа действия пароструйного эжектора и основан на эжектирующем действии струи воды, выходящей из рабочего сопла. Смешение паровоздушной смеси с холодной водой вызывает конденсацию пара, а несконденсировавшийся воздух удаляется в атмосферу.

Для увеличения производительности водяных эжекторов с одновременным сокращением размеров их выполняют многоканальными. На рис. 5.34 показан четырехканальный водяной эжектор ЛМЗ ЭВ-4-1400. Вода под давлением подается в камеру 1 и поступает в четыре сопла 2 в камеру 3, куда поступает и паровоздушная смесь. Водяные сопла 2

установлены против диффузоров 4, в которые направляются струи воды и увлекаемая ими паровоздушная смесь. Отвод воды производится из нижнего патрубка.

Во ВТИ разработана семиканальная конструкция водяного эжектора ЭВ-7-1000, которая внедряется на блоках К-300-240 с турбинами ЛМЗ. На рис. 5.35 показана схема эжекторной установки блока К-300-240 с использованием водяных эжекторов. Из перемычки напорных трубопроводов циркуляционная вода поступает на всасывание насосов 4, подающих воду к эжекторам. Два основных семиканальных эжектора 1 постоянно отсасывают паровоздушную смесь из конденсатора 5. Эжектор 2 служит для отсоса воздуха из циркуляционных водоводов и для создания сифона перед пуском циркуляционных насосов. Эжектор 3 создает разрежение в охладителе 6 паровоздушной смеси 7, поступающей из крайних отсеков концевых уплотнений цилиндров турбины (см. рис. 2.36). Отрабатывая в эжекторах вода сбрасывается в циркуляционный сливной водовод.

В последнее время находят применение водокольцевые воздушные насосы, принцип работы которых показан на рис. 5.36. На роторе 1 установлены рабочие лопатки 3, а сам ротор размещен в корпусе 2 эксцентрично. При подаче в корпус воды рабочие лопатки отбрасывают ее к периферии, в результате чего образуется уплотняющее водяное кольцо 5; внутри него рас-

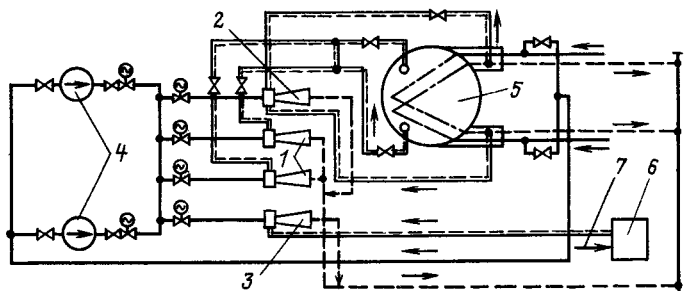


Рис. 5.35. Схема эжекторной установки турбины К-300-240 ЛМЗ

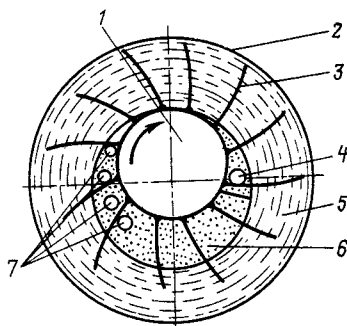


Рис. 5.36. Схема водокольцевого насоса

полагается межлопаточная полость 6, поперечное (радиальное) сечение которой сначала увеличивается, а затем уменьшается. Через отверстия 4 из конденсатора подводится паровоздушная смесь, которая сжимается по мере движения в межлопаточной полости до давления, несколько превышающего атмосферное, и через каналы 7 удаляется наружу.

Эффективности работы водокольцевых насосов способствует непрерывная конденсация пара из паровоздушной смеси на поверхности водяного кольца, для поддержания низкой температуры поверхности которого организован непрерывный поток уплотняющей воды.

Как указывалось в § 2.13, для исключения выхода пара из уплотнений в машинный зал в их последних отсеках создается небольшое разрежение (80—90 кПа). Для этой цели используется эжектор уплотнений, схема включения которого показана на рис. 5.37. Он состоит из собственно эжектора и двух охладителей пара (конденсаторов), один из которых работает под разрежением, а второй — под давлением 108—110 кПа, создаваемым эжектором и обеспечивающим выброс отсасываемой паровоздушной смеси в атмосферу.

Для конденсации пара из отсасываемой из уплотнений паровоздушной смеси используется холодный конденсат, идущий от конденсатных насосов и проходящий последова-

тельно (или параллельно) через трубки охладителей (поскольку в этих трубках происходит нагрев конденсата, с равным успехом охладители можно назвать и подогревателями конденсата, работающими на паре уплотнений, т. е. сальниковыми подогревателями).

На рис. 5.38 показана типичная конструкция эжектора уплотнений ХТЗ. Он представляет собой два охладителя, между фланцами которых установлена водяная камера, и собственно эжектор, прикрепленный фланцами к охладителям. В паровом пространстве каждого охладителя установлена перегородка, и, таким образом, они являются двухходовыми по пару. Конденсат от конденсатных насосов поступает сначала в охладитель под давлением, для того чтобы сконденсировать из паровоздушной смеси большее количество пара перед ее выбросом в атмосферу. В нем охлаждающий конденсат совершает два хода, конденсат выходит из аппарата и направляется в систему регенерации (в холодильники основных эжекторов или подогреватели низкого давления).

В качестве примера приведем техническую характеристику эжектора уплотнений ЭУ-8, применяемого для

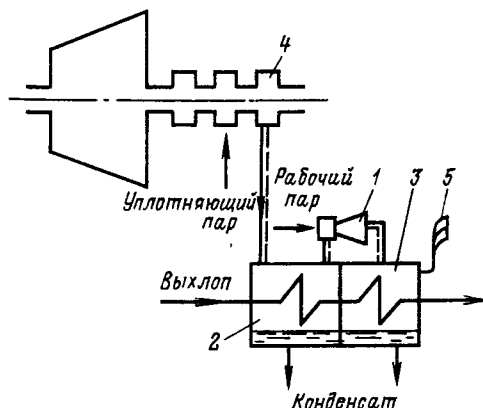


Рис. 5.37. Схема включения эжектора уплотнений:

1 — эжектор; 2 — холодильник под разрежением; 3 — холодильник под давлением; 4 — концевое уплотнение; 5 — выхлоп

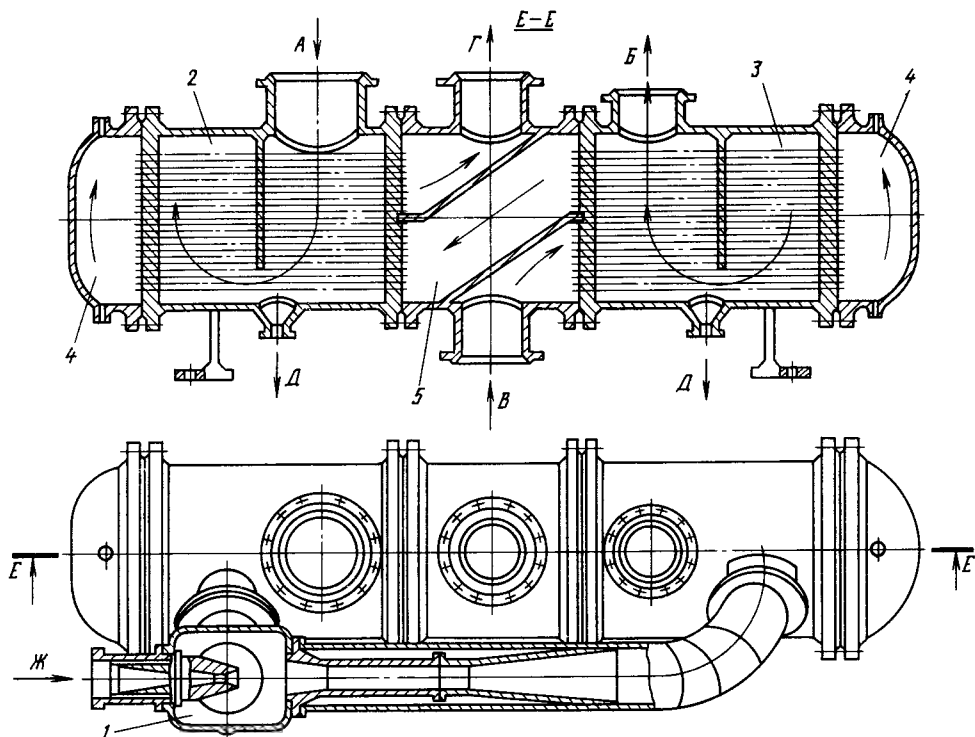


Рис. 5.38. Эжектор уплотнений:

1 - эжектор пароструйный; 2 - холодильник под разрежением; 3 - холодильник под давлением; 4 - водяная камера поворотная; А - вход отсасываемой смеси; Б - выход отсасываемой смеси; В - вход охлаждающей воды; Г - выход охлаждающего конденсата; Д - отвод конденсата отсасываемого пара; Ж - подвод рабочего пара

отсоса пара из уплотнений турбины К-300-240 ХТЗ:

Количество отсасываемой смеси, кг/ч	2805
В том числе:	
пара	1234
воздуха	1571
Давление, кПа:	
на входе	9,12
на выходе	108
Температура, °С:	
на входе	174
на выходе	55
Рабочий пар:	
расход, кг/ч	670
давление, МПа	0,58
температура, °С	170
Охлаждающий конденсат:	
расход, т/ч	305
максимальное давление, МПа	2,65
температура, °С	48

5.2. ПИТАТЕЛЬНЫЕ НАСОСЫ

Питательные насосы служат для подачи питательной воды в котел

из баков деаэратора через систему подогревателей высокого давления. Запас потенциальной энергии, приобретенный водой в питательном насосе, в дальнейшем используется для совершения работы в турбине.

Питательный насос может быть отнесен к основному оборудованию паротурбинного блока наряду с котлом, паровой турбиной и конденсационной установкой. Выход из строя всех питательных насосов не только влечет за собой прекращение работы энергоблока, но и может вызвать серьезную аварию котла.

Условия работы питательных насосов исключительно тяжелы. Во всасывающий патрубок насоса поступает питательная вода из деаэратора, в котором она имеет температуру насыщения. Поэтому для бескавитационной работы насоса не-

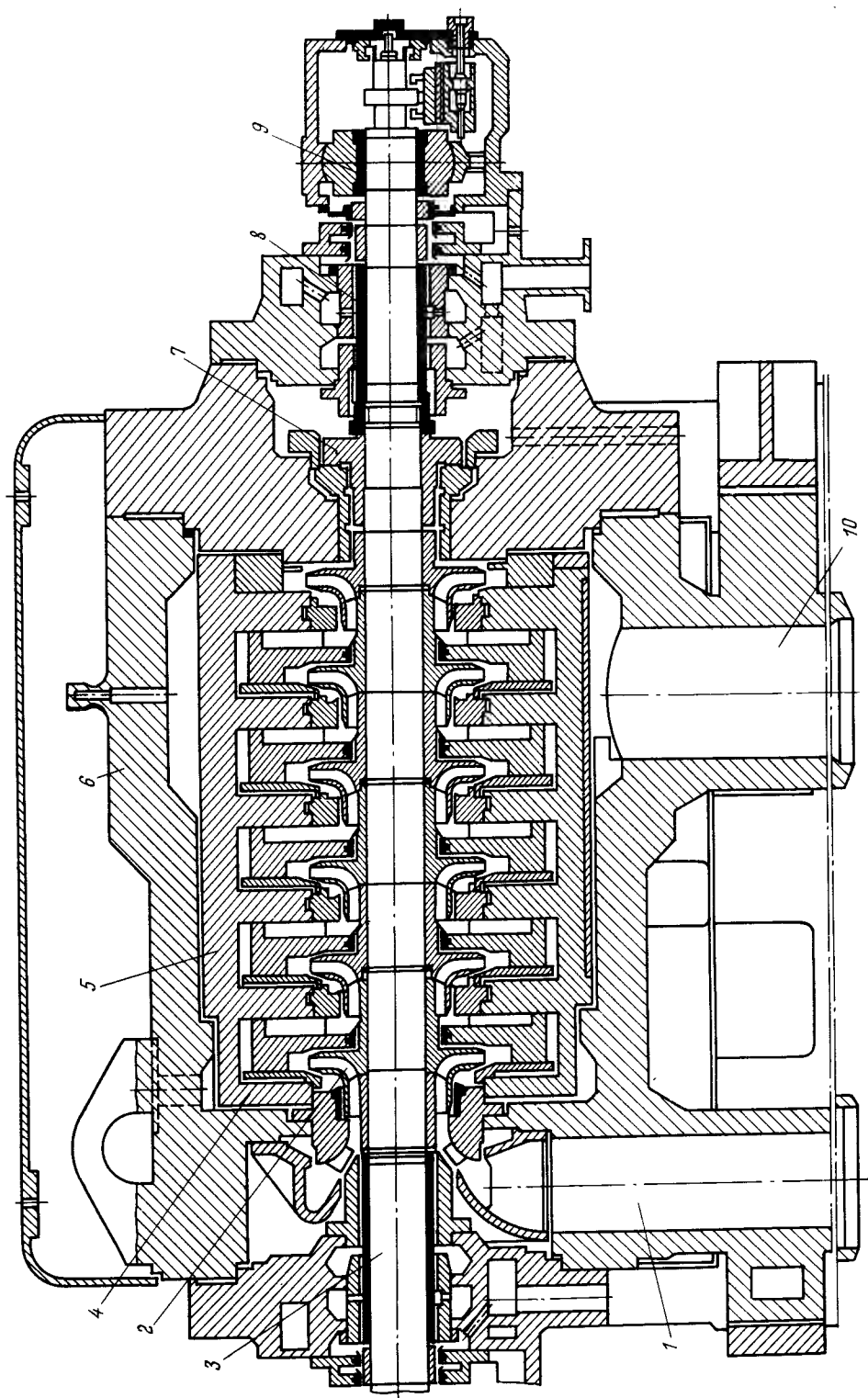


Рис. 5.39. Питательный турбонасос для энергоблоков сверхкритического давления

обходим значительный подпор, который создают установкой деаэратора выше насоса. Это удорожает здание электростанции. Тем не менее такая мера часто оказывается недостаточной и приходится прибегать к установке предвключенных (бустерных) насосов для создания гарантированного подпора на входе в основной питательный насос.

Кроме того, питательный насос перекачивает воду, температура которой 100—170 °С, а давление на выходе из насоса блоков сверхкритического давления достигает 35 МПа. Конструкция питательного насоса для надежной работы в этих условиях получается сложной.

На рис. 5.39 показана типичная конструкция питательного насоса для энергоблоков сверхкритического давления. Питательная вода поступает во входной патрубок 1, затем проходит через шесть ступеней подъема давления и выходит из выходного патрубка 10. Каждая из ступеней состоит из рабочего колеса 2, установленного на валу 3, и направляющего аппарата 4, смонтированного во внутреннем корпусе 5. Последний выполнен с горизонтальным разъемом и установлен в неразъемном наружном корпусе 6, торцы которого закрыты крышками.

В местах выхода вала наружу установлены защитные втулки, на них проточены гребешки, образующие вместе с цилиндрической расточкой корпуса щелевые уплотнения 8, к которым от напорной линии конденсатных насосов подводится конденсат для охлаждения.

Вал насоса установлен в подшипниках скольжения 9 (показан только один подшипник), смазка которых не отличается принципиально от смазки турбинных опорных подшипников.

Осевые усилия, возникающие на каждом рабочем колесе насоса, складываются, в результате чего появляется суммарная осевая сила, действующая в направлении от нагнетающего патрубка к всасывающему и достигающая нескольких тонн. Для

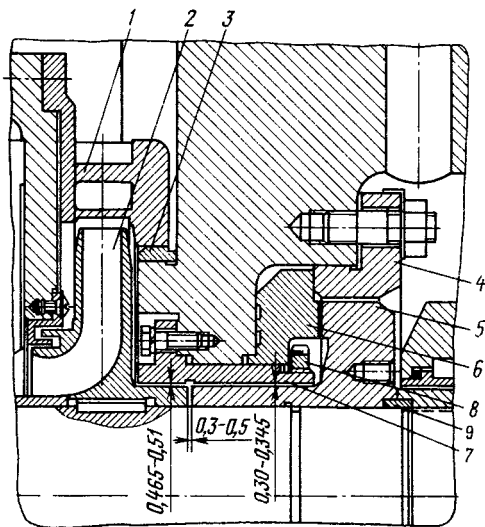


Рис. 5.40. Конструкция гидропята питательного насоса:

1 — направляющий аппарат последней ступени; 2 — рабочее колесо; 3 — защитное кольцо; 4 — прижимное кольцо; 5 — разгрузочный диск; 6 — подушка пяты; 7 — втулка пяты; 8 — гайка; 9 — кольцо из теплоустойчивой резины

восприятия этой силы служит гидропята 7, устройство которой показано на рис. 5.40.

Небольшое количество питательной воды из последнего рабочего колеса поступает в цилиндрическую щель между втулками пяты и разгрузочного диска в камеру между подушкой пяты и разгрузочным диском, а затем через торцевую щель между ними — в деаэратор или всасывающий патрубок насоса. Обычно в цилиндрической щели дросселируется 30—50 % напора насоса, а в торцевой — 70—80 %. В результате появляется сила, действующая на диск и направленная от всасывающего патрубка к нагнетающему. Размеры диска пяты выбирают так, чтобы результирующее усилие было направлено в сторону всасывания, а между подушкой пяты и диском образовался зазор размером 0,15—0,2 мм, через который будет непрерывной пленкой протекать питательная вода. В пленке возникают гидродинамические силы, препятствующие контакту подушки и диска.

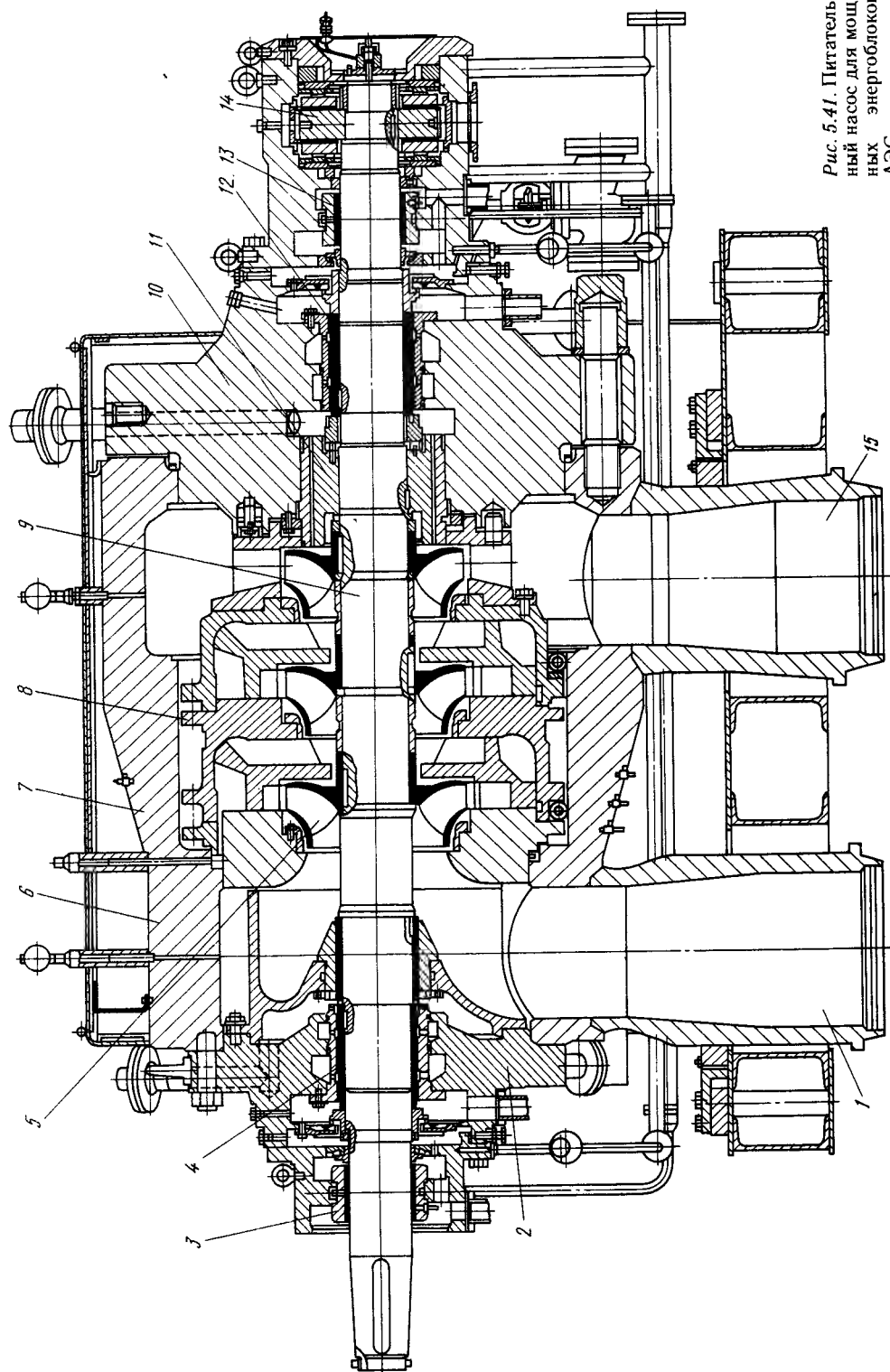


Рис. 5.41. Питатель-
ный насос для мощ-
ных энергоблоков
АЭС

Правильно спроектированная и смонтированная гидропята работает автоматически: при изменении осевого усилия торцевой зазор между пятой и диском изменяется так, чтобы изменилось давление перед разгрузочным диском и создало силу, равную и противоположно направленную имеющейся.

На рис. 5.41 показана конструкция питательного насоса для мощных энергоблоков АЭС. Сравнительно низкое давление перед турбиной позволяет обойтись только тремя ступенями сжатия. Питательная вода из деаэратора и затем бустерного насоса с температурой 170 °С поступает во входной патрубок 1, а из него — на рабочее колесо 5 первой ступени, из которого — в направляющий аппарат 6 и т. д. до выхода через патрубок 15. Оба корпуса, внутренний 8 и внешний 7, не имеют горизонтальных разъемов и закрываются с торцов крышками 2 и 10, толщина которых определяется давлением воды. В крышках выполнены уплотнения 4 и 12, запираемые конденсатом. На валу 9 насоса установлен разгрузочный диск 11 увеличенного диаметра, за которым принудительно поддерживается давление на всасывающей стороне. Тем самым создается сила, действующая слева направо и разгружающая ротор от осевого усилия, действующего справа налево.

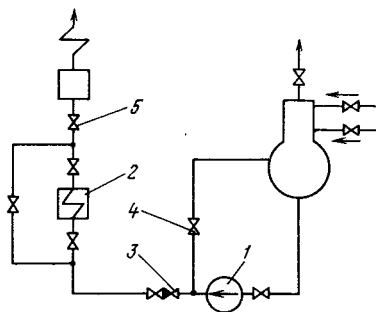


Рис. 5.42. Схема установки питательного насоса:

1 — питательный насос; 2 — ПВД; 3 — обратный клапан; 4 — задвижка на линии рециркуляции; 5 — питательный клапан парогенератора

Ротор насоса вращается в двух опорных подшипниках 3 и 13, вкладыши и корпуса которых имеют горизонтальный разъем. Осевое усилие с ротора передается на гребень 14, посаженный на вал, и с него — на колодки упорного подшипника.

Схема установки питательного насоса показана на рис. 5.42. На напорной стороне насоса обязательно устанавливают обратный клапан, препятствующий протеканию воды в обратном направлении (при работающем соседнем и неработающем рассматриваемом насосах).

Перед обратным клапаном устраивается линия рециркуляции, необходимая для нормальной работы насоса при малых нагрузках (при

Таблица 5.5. Питательные насосы мощных турбоустановок

Марка насоса	Подача, м ³ /ч	Напор, м	Частота вращения, 1/мин	Турбоагрегат
ПН-1135-340	1100	3400	5150	К-300-240
ПН-1500-350	1500	3500	4700	К-800-240 К-1200-240
ПН-950-350	941	3500	4600	К-500-240
ПТН-1100-350	1100	3500	5150	Т-250-240
ПН-3750-75	3760	806	3500	К-500-60/1500 К-1000-60/1500
ПЭ-500-180-2	500	1970	2900	Т-100-130
ПЭ-580-185/200	580	2200/2150	2900	К-160-130
ПЭ-720-185/200	720	2000/2150	2900	К-200-130
ПЭ-600-300	600	3200	6300	К-300-240

Примечание. Насосы марки ПН имеют турбинный привод; марки ПЭ — электрический.

малом потреблении воды котлом). При отсутствии линии рециркуляции и работе насоса при малом пропуске воды происходит «запаривание» насоса из-за недостаточного охлаждения, при котором в его внутренних полостях образуется пар. Особенно опасно образование пара в полости гидروطы, которая при этом теряет несущую способность. Задевание диска о подушку пяты приводит к быстрому выходу ее из строя, задеванию рабочих колес о направляющие аппараты и аварии насоса.

Включенная линия рециркуляции позволяет даже при малом потреблении питательной воды котлами пропускать через насос достаточное ее количество. Линия рециркуляции снабжается набором дроссельных шайб для снижения давления питательной воды перед ее возвращением в деаэрактор и задвижкой с электрифицированным приводом, управление которым автоматизировано. При снижении расхода питательной воды до определенного минимума линия рециркуляции включается автоматически.

В табл. 5.5 приведены данные по некоторым питательным насосам.

5.3. ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

Для подогрева питательной воды служит система регенерации. Тракт от конденсатора до деаэрактора называют конденсатным. Он включает в себя холодильники эжекторов, охладители пара уплотнений, а также подогреватели низкого давления. В деаэраторе конденсат освобождается от газов и поступает в бак деаэрактора, запас воды в котором считается питательной водой котла. Поэтому тракт от деаэрактора до котла называется питательным. Кроме питательных насосов он включает подогреватели высокого давления.

Подогреватели, используемые в регенеративной системе турбоустановки, бывают двух типов: поверхностные и смешивающие.

В поверхностных подогревателях греющий пар и нагреваемая среда (конденсат или питательная вода) разделены, чаще всего металлом трубок. Нагрев воды осуществляется за счет конденсации греющего пара в межтрубном пространстве и передачи теплоты через металл трубок. В смешивающих (контактных) подогревателях греющий пар и нагреваемая среда вступают в непосредственный контакт и смешиваются; при этом происходит конденсация пара.

Принцип работы подогревателей ничем не отличается от принципа

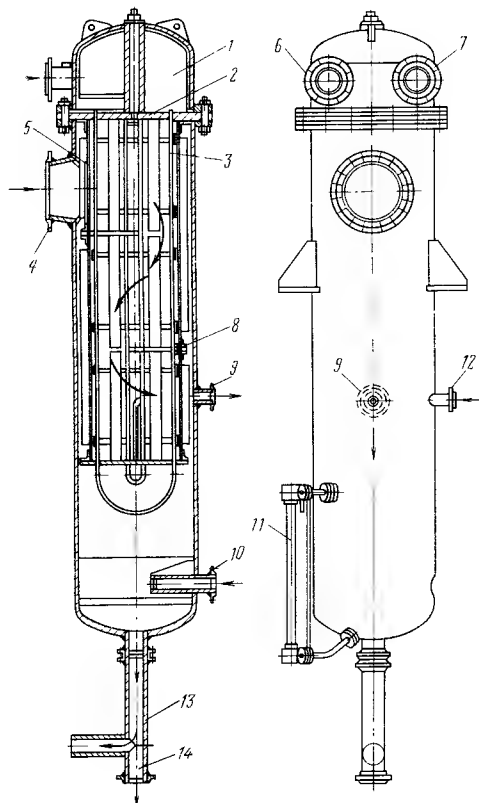
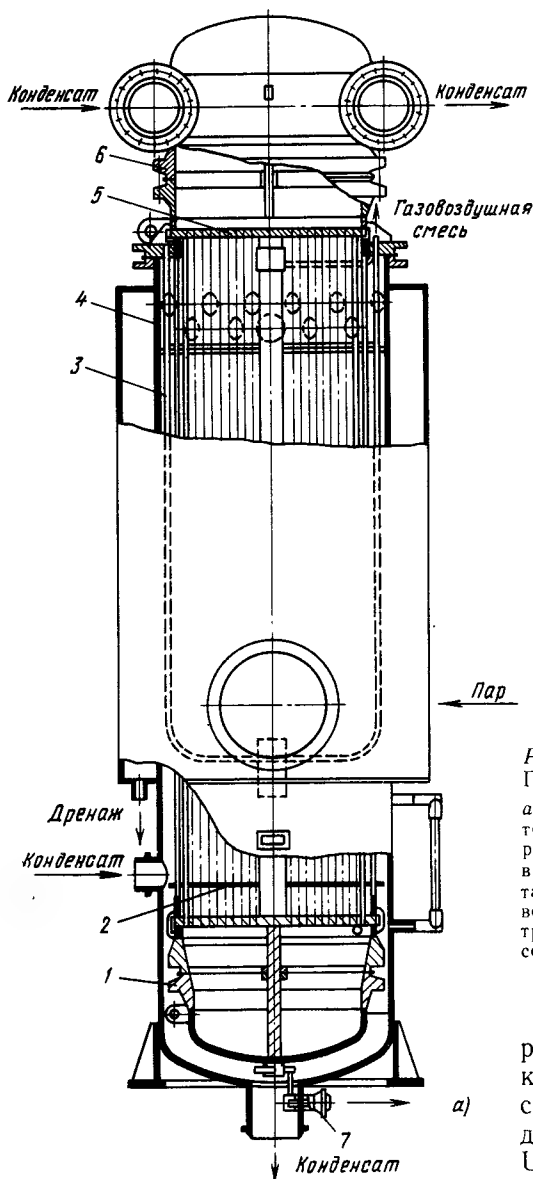


Рис. 5.43. Регенеративный подогреватель с трубной доской:

1 — водяная камера; 2 — трубная доска; 3 — латунные U-образные трубки; 4 — подвод греющего пара; 5 — защитный щит; 6, 7 — входной и выходной патрубки основного конденсата; 8 — направляющие перегородки; 9 — отсос воздуха; 10 — подвод дренажа из другого подогревателя; 11 — водомерное стекло; 12 — подвод неконденсирующихся газов из другого подогревателя; 13 — слив конденсата греющего пара; 14 — штуцер для опорожнения



работы конденсатора (см. рис. 5.1): для их успешной работы необходимы определенная разность температур греющего пара и нагреваемой среды и удаление из парового пространства неконденсирующихся газов, затрудняющих теплообмен.

На рис. 5.43 показана конструкция подогревателя низкого давления. Нагреваемый конденсат поступает в водяную камеру, разделенную вертикальной перего-

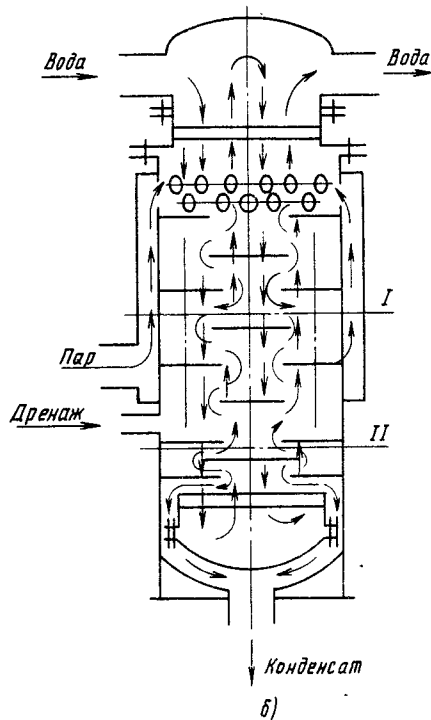


Рис. 5.44. Подогреватель низкого давления ПН-1800:

а — общий вид; б — схема движения теплоносителя; 1 — камера водяная нижняя; 2 — перегородки трубной доски; 3 — трубки; 4 — корпус с внешним кожухом; 5 — трубная доска с элементами корпуса и водяной камеры; 6 — камера водяная верхняя; 7 — штуцер для опорожнения трубной системы; I, II — уровень конденсата соответственно аварийный и нормальный

родкой на две половины. Водяная камера отделена от парового пространства подогревателя трубной доской с завальцованными в нее U-образными вертикальными трубками. Конденсат, пройдя по трубкам, поступает во вторую половину водяной камеры и оттуда — в следующий подогреватель.

Греющий пар, омывая трубки, конденсируется и стекает вниз. Для лучшего теплообмена пучок труб снабжен специальными перегородками. Для нормальной работы подогревателя из его парового пространства необходимо постоянно откачивать неконденсирующиеся газы подобно тому, как это производится из

конденсатора. Поэтому паровое пространство подогревателя соединяют трубопроводом или с паровым пространством подогревателя с меньшим давлением, или с паровым пространством конденсатора, или с эжекторной установкой — основной или вспомогательной.

Водяной объем конденсата, образующегося в нижней части подогревателя (конденсат греющего пара), соединен либо с водяным объемом соседнего подогревателя с меньшим давлением, либо со всасывающей полостью дренажного насоса, подающего конденсат в линию основного конденсата. Кроме того, в корпусе имеется штуцер для приема конденсата из подогревателя с большим давлением пара.

На рис. 5.44 показан ПНД для турбин АЭС, работающих радиоактивным паром. Трубки, по которым движется нагреваемый конденсат, развальцованы и для лучшей плотности приварены к трубным доскам. Верхняя трубная доска крепится к крышке водяной камеры сваркой, а нижняя расширяется свободно вместе с трубками. По конденсату ПНД выполнен четырехходовым с подводом и отводом конденсата через верхнюю водяную камеру.

Подвод пара выполнен в средней части корпуса. Пар сначала проходит между внешним кожухом и корпусом и затем через отверстия

поступает на трубную систему. Это практически исключает возможность попадания воды в турбину при разрыве трубок, поскольку для этого необходимо заполнение всего подогревателя, перелив конденсата через его верхний край и заполнение всего паропровода отбора от низкой отметки.

В отличие от ПНД обычных турбин отсос неконденсирующихся газов выполняется не каскадно, а прямо в конденсатор, что исключает возможность образования в них опасной концентрации гремучей смеси.

Для возможности быстрого начала ремонтных работ в конструкции ПНД предусмотрены дренирование всех водяных полостей и вентиляция парового пространства.

Подогреватель выполняется полностью из нержавеющей сталей.

В последние годы находят распространение подогреватели низкого давления смешивающего типа. Кроме того что они позволяют наиболее эффективно использовать теплоту греющего пара, в них отсутствуют дорогие латунные трубки (использование трубок из углеродистой стали недопустимо из-за окисления не полностью деаэрированной водой). Подогреватели смешивающего типа особенно целесообразны для АЭС, поскольку по условиям работы реактора использование латунных трубок в подогрева-

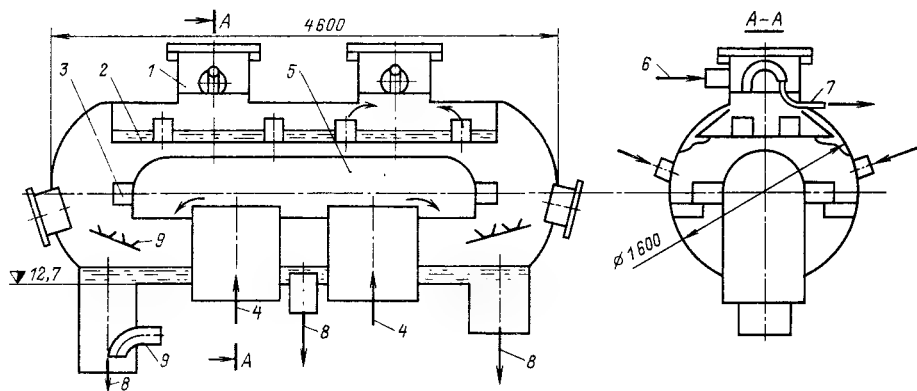


Рис. 5.45. Смешивающий подогреватель низкого давления

телях недопустимо и трубки необходимо изготавливать из дорогих и дефицитных нержавеющей сталей.

На рис. 5.45 показана конструк-

тивная схема подогревателя низкого давления смешивающего типа, применяемого в турбоустановке К-300-240.

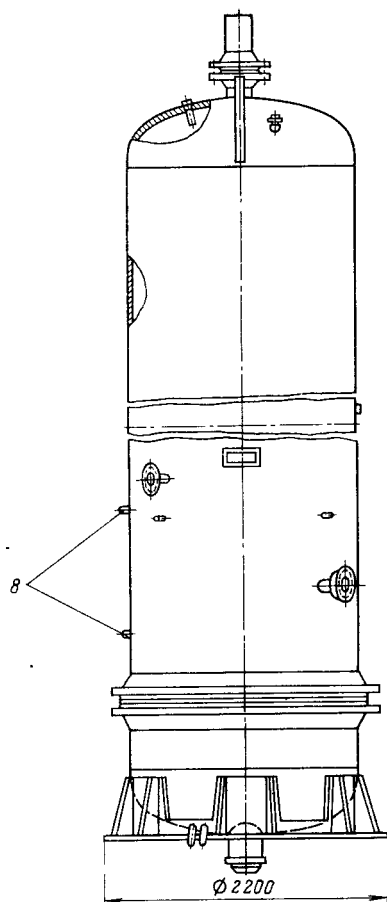
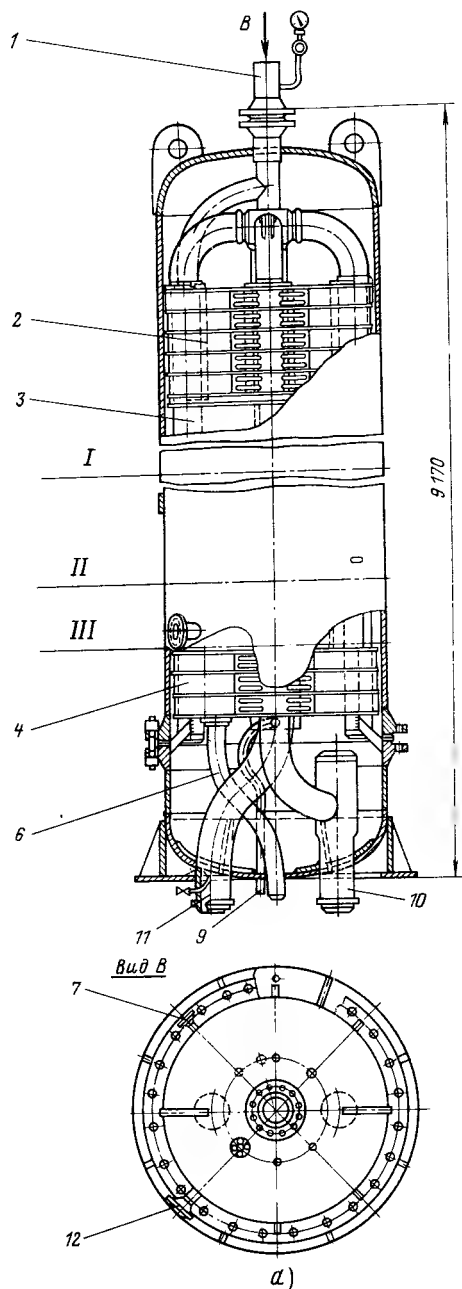
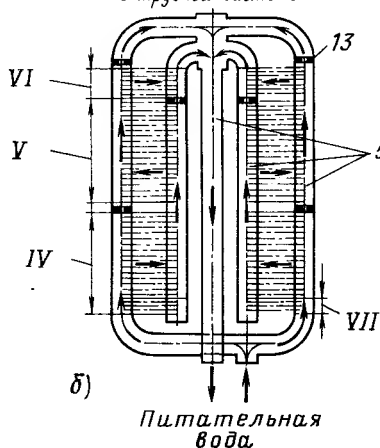


Схема движения воды в трубной системе



Нагреваемый конденсат, поступающий из конденсатора через охладители пара эжекторов и сальниковый подогреватель, поступает по трубопроводу 6 на перфорированный лоток 2, стекает через перфорации на лоток 3 (также перфорированный) и с него — на дно подогревателя. Далее по трубопроводам 8 нагретый конденсат самотеком перетекает в следующий подогреватель.

Греющий пар по двум паропроводам 4 подается из отбора турбины в паровпускной короб 5, из которого равномерно разводится по периметру короба, пересекает струи конденсата, стекающего с нижнего перфорированного лотка, и нагревает их. Несконденсировавшийся греющий пар продолжает двигаться вверх, соприкасается со струями конденсата, стекающего с верхнего лотка, и нагревает их. Остатки греющего пара проходят по восьми патрубкам в верхнем лотке 2, охлаждаются в охладителе 1 и по трубопроводу 7 отсасываются в конденсатор (или в подогреватель с меньшим давлением).

При использовании смешивающих подогревателей очень важным является исключение какой-либо возможности попадания воды из подогревателя в турбину, поскольку это приведет к неизбежной и серьезной аварии. Поэтому подогреватель снабжается специальным аварийным переливом, входная труба 9 которого

показана на рис. 5.45. При повышении уровня воды в подогревателе избыточная вода продавливается в конденсатор через гидравлический затвор за счет напора столба воды.

На рис. 5.46 показана конструкция подогревателя высокого давления (ПВД) с так называемой коллекторной системой. В корпусе расположена трубная система нагревателя, состоящая из четырех вертикальных стояков, между которыми расположены нагревательные спирали, выполненные из трубок из нержавеющей стали, и вертикальной центральной отводящей трубы. Внутри стояков установлены перегородки и дроссельные шайбы, обеспечивающие движение питательной воды, показанное стрелками.

Греющий пар поступает в подогреватель по трубопроводу сверху и движется навстречу нагреваемой питательной среде. Паровое пространство подогревателя, занятое греющим паром, конструктивно разделено на три зоны: верхняя зона, куда поступает наиболее горячий пар, называется охладителем пара, средняя — собственно подогревателем и нижняя — охладителем конденсата.

В охладителе пара питательная вода отбирает от поступающего (как правило, перегретого) пара теплоту перегрева. Для этого в паровом пространстве охладителя создается множество горизонтальных перегородок и вертикальная перегородка, которые обеспечивают длительный контакт перегретого пара и питательной воды (через металлическую стенку).

Пройдя охладитель, пар поступает в собственно подогреватель, где происходит массовая конденсация греющего пара и передача теплоты конденсации питательной воде.

Образующийся конденсат греющего пара имеет температуру насыщения, которая значительно выше температуры поступающей питательной воды. Поэтому для более полного использования теплоты конденсат на-

Рис. 5.46. Регенеративный подогреватель с коллекторной системой:

а — конструкция подогревателя; б — схема движения воды в трубной системе; 1 — подвод греющего пара; 2 — охладитель пара; 3 — поверхности основного подогревателя; 4 — охладитель дренажа; 5 — коллекторы питательной воды; 6 — отвод конденсата греющего пара; 7 — подвод неконденсирующихся газов из другого подогревателя; 8 — патрубок к указателю уровня; 9 — отсос неконденсирующихся газов; 10, 11 — подвод и отвод питательной воды; 12 — подвод конденсата из другого подогревателя; 13 — дроссельная шайба; 1, II — аварийный уровень конденсата в корпусе соответственно II и III предела повышения уровня; III — минимальный уровень конденсата в корпусе; IV, V — 1-й и 2-й ход воды; VI — 3-й ход воды (охладитель пара); VII — охладитель конденсата

правляется в охладитель, конструкция которого сходна с конструкцией охладителя пара. Охлажденный конденсат направляется либо в подогреватель с более низким давлением, либо в деаэратор.

Как и ПНД, рассматриваемый подогреватель оборудован штуцерами для приема конденсата и паровоздушной смеси из подогревателя с более высоким давлением и для сброса паровоздушной смеси в подогреватель с более низким давлением.

Регенеративные подогреватели обязательно снабжают указателями уровня конденсата греющего пара, системами сигнализации и защиты от превышения его уровня. Заполнение подогревателя водой может привести к ее попаданию в турбину, что неизбежно вызовет очень тяжелую аварию (выше упоминалось, что недопустимо попадание из подогревателя не только воды, но и пара, который может вызвать разгон турбины). Особенно опасно переполнение подогревателей высокого давления, которое может быть следствием разрыва трубок питательной воды. В этом случае даже при срабатывании обратного клапана на линии отбора греющего пара корпус подогревателя окажется под давлением воды за питательным насосом (для блоков сверхкритического давления более 26 МПа), в то время как при нормальных условиях отбираемый пар имеет давление примерно 1—6 МПа.

Защита от повышения уровня воды в подогревателях основана на их отключении от трубопроводов питательной воды и пара. При нормальной работе (рис. 5.47) питательная вода поступает через впускной клапан 1 в подогреватели 2 и, пройдя обратный клапан 3, направляется в котел. При повышении уровня воды в паровом пространстве подогревателя датчик уровня подает сигнал на соленоидный клапан 5, направляющий конденсат под давлением от конденсатных насосов к поршню 6 гидравлического сервомотора. Сервомотор перемещает тарелку 7 клапана, закрывая тем самым проход питательной воды в подогреватели и направляя ее к обратному клапану 3. Тарелка 4 обратного клапана при этом опускается из-за отсутствия поддерживающего тока воды, и вся группа подогревателей оказывается отключенной от линии питательной воды.

Деаэрационная установка, или деаэратор, выполняет три основные функции:

1) деаэрирует конденсат, поступающий в него из ПНД, обеспечивая надежную работу ПВД и, главное, котла;

2) повышает температуру конденсата до температуры насыщения, отвечающей давлению в деаэраторе, т. е. работает как регенеративный подогреватель смешивающего типа;

3) создает запас питательной воды для котлов.

Первые две функции выполняет деаэрационная колонка, третья — аккумуляторный бак, на котором устанавливается сама колонка.

Деаэрационная установка блочной ПТУ состоит обычно из двух деаэраторов, соединенных паровыми и уравнительными линиями. Например, на блоке 800 МВт каждый из двух параллельно работающих деаэраторов имеет производительность 1300 т/ч питательной воды.

На рис. 5.48 показана принципиальная схема деаэрационной колонки ДСП-1300, работающей при давлении 0,7 МПа. В цилиндрическом корпусе 1 установлены горизонтальные тарелки (перегородки) 5, 20 и 18. При малых нагрузках (расходах питательной воды) поступающий через трубопровод 2 основной конденсат проходит последовательно через отверстия в тарелках и попадает на барботажный лист 16. При больших нагрузках, когда уровень

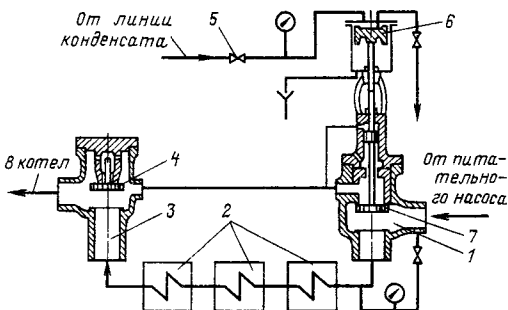


Рис. 5.47. Схема защиты ПВД от переполнения

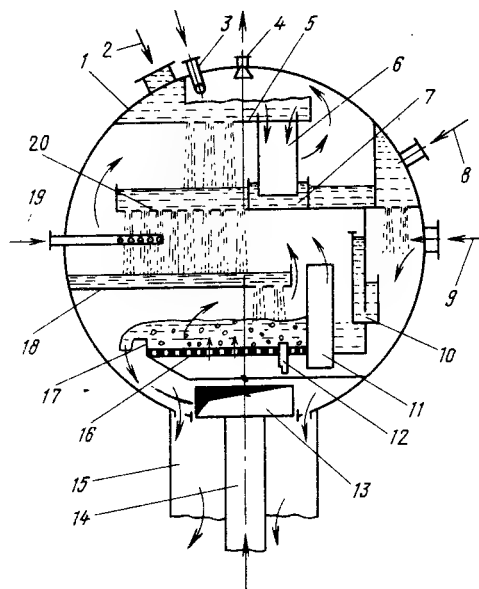


Рис. 5.48. Принципиальная схема деаэратора ДСП-1300

конденсата на тарелке 5 повышается, конденсат переливается через края перепускной трубы 6 в отсек 7, из которого поступает сначала в правую, а затем в левую часть тарелки 20.

Греющий пар поступает по трубопроводу 9 под барботажный лист 16 к его отверстиям и проходит через них, создавая под листом устойчивый паровой слой. Избыток греющего пара по трубопроводу 11 поступает в пространство между тарелками, отделенное от греющего пара гидрозатвором 10, и, омывая движущиеся вниз струйки конденсата, нагревает их, конденсируясь; выпар удаляется через патрубок 4. Деаэрированная питательная вода переливается через порог 17 барботажного листа и по соединительному штуцеру 15 направляется в аккумуляторный бак. Для нагрева конденсата используется выпар ПВД, поступающий по трубопроводу 14 к коробу 13, и пар от штоков клапанов, поступающий по трубопроводу 19.

Кроме основного конденсата в колонке деаэрируется питательная вода, поступающая в деаэратор по па-

трубку 3 из линии рециркуляции питательных насосов и из их уплотнений. Горячая вода из уплотнений питательных насосов поступает через штуцер 8 и струями стекает в камеру подачи греющего пара. Здесь она частично испаряется, а ее избыток через трубу 12 выдавливается паром на барботажный лист 16.

5.4. СЕПАРАТОРЫ-ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛИ

Как отмечалось выше, на современных АЭС в турбины поступает насыщенный или слабо перегретый пар, поэтому при расширении в турбине уже при давлении 0,3—1,0 МПа его влажность доходит до 13—15 %, что недопустимо для рабочих лопаток последующих ступеней. Таким образом, практически все турбины насыщенного пара снабжаются сепараторами-пароперегревателями (СПП), в которых пар сначала осушивается до практически сухого состояния, а затем перегревается паром (свежим или из отбора) более высокой температуры.

На рис. 5.49 показан серийный СПП-220 ХТЗ, используемый для турбины К-220-44. Конструктивно он состоит из двух частей: верхней части — сепаратора и нижней — пароперегревателя. Влажный пар ($y \approx 13\%$) при давлении 0,3 МПа ($\approx 3 \text{ кгс/см}^2$) и температуре 133°C входит через патрубок 6 в коническую камеру и раздается на 16 радиальных пакетов сепаратора жалюзийного типа, состоящего из волнообразно изогнутых листов. Пакеты расположены между корпусом и выходной трубой перегретого пара.

Осушенный в сепараторе пар поступает в пароперегреватель, состоящий из отдельных кассет, каждая из которых состоит из 37 труб с продольным оребрением, улучшающим передачу теплоты от греющего пара, движущегося по трубкам кассет, к нагреваемому пару в межтрубном пространстве.

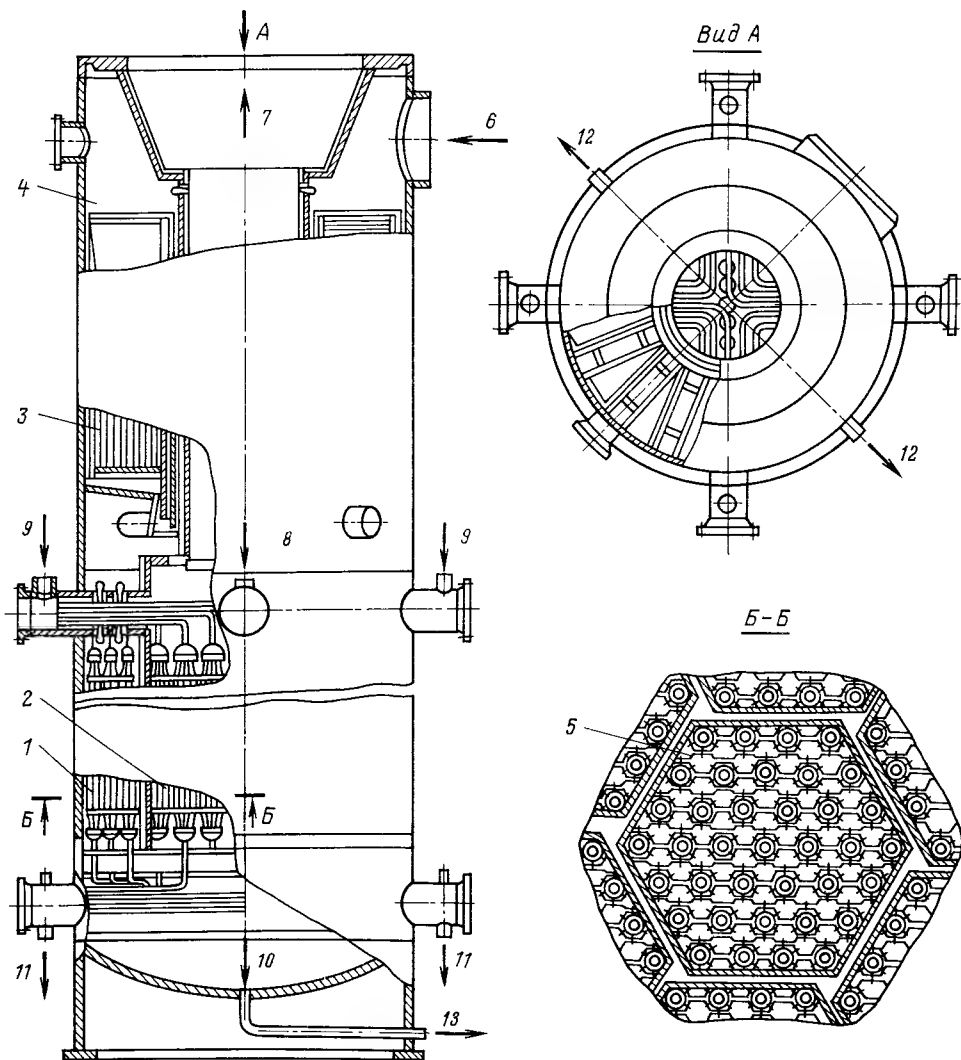


Рис. 5.49. Сепаратор-пароперегреватель СПП-220 ХТЗ:

1, 2 — первая и вторая ступени пароперегревателя; 3 — сепаратор; 4 — парораздающая камера; 5 — кассеты; 6 — вход влажного пара; 7 — выход перегретого пара; 8, 9 — подвод греющего пара к кассетам первой и второй ступеней; 10, 11 — отвод конденсата греющего пара первой и второй ступеней; 12 — отвод сепаратора; 13 — дренирование СПП

Пройдя сверху вниз через первую ступень пароперегревателя, пар при 186°C поворачивает на 180° и поступает на вторую ступень пароперегревателя и движется снизу вверх. С температурой 241°C пар через центральную трубу в сепараторе направляется к ЦНД турбины.

Для первой ступени пароперегре-

вателя используется греющий пар с параметрами $1,77\text{ МПа}$ и температурой 206°C , а для второй — с параметрами $4,22\text{ МПа}$ и 253°C .

Сепарат и конденсат греющего пара первой и второй ступеней выводятся из СПП в промежуточные сборники, уровень в которых поддерживается регуляторами.

Контрольные вопросы и задачи

1. Назовите основные функции конденсатора.

2. Назовите основные устройства конденсационной установки и их назначения.

3. Почему в конденсаторе образуется глубокий вакуум?

4. Определите удельные объемы воды и пара при температуре насыщения 18°C .

5. Чем вредны присосы воздуха в конденсатор?

6. Почему для турбин насыщенного пара присосы воздуха больше, чем для турбин перегретого пара той же мощности?

7. Почему компоновку основного пучка конденсатора выполняют ленточной?

8. В каком ходе охлаждающей воды конденсатора и почему размещают воздухоохладитель?

9. Для чего конденсаторы мощных турбин выполняют секционными?

10. Из какой секции многосекционного одноходового конденсатора следует производить отсос паровоздушной смеси?

11. Что такое переохлаждение конденсата и чем оно вредно?

12. Чем опасно попадание сырой воды в паровое пространство конденсатора?

13. Почему конденсаторы крупных турбин крепят к корпусу ЦНД только посредством сварки?

14. Почему конденсатор не крепят к фундаменту жестко, а устанавливают его на пружинах?

15. Какие конструктивные решения обеспечивают плотное соединение труб и трубной доски конденсатора?

16. Каковы преимущества и недостатки конструкции двойной трубной доски?

17. Какие меры принимают для уменьшения переохлаждения конденсата?

18. Для какой цели служит встроенный пучок в конденсаторах теплофикационных турбин?

19. Что такое кратность охлаждения?

20. Чем отличается прямоточное водоснабжение от оборотного? В чем преимущества и недостатки каждого из них?

21. В чем главная особенность условий работы конденсатных насосов? Когда конденсатный насос работает надежней: при глубоком вакууме или при атмосферном давлении в конденсаторе?

22. Что такое «запаривание» насоса? Какими путями его избегают в питательной установке?

23. Назовите основные типы воздушных насосов. Объясните их принцип действия, назовите преимущества и недостатки.

24. В чем состоит главная особенность условий работы питательного насоса? Почему питательный насос не устанавливают на одной горизонтальной отметке с турбиной?

25. На каком принципе работает гидروطия питательного насоса?

26. Какого типа регенеративные подогреватели более экономичны: смешивающего или поверхностного? Почему?

27. Почему для отсоса воздуха из подогревателей их соединяют последовательно между собой и затем – с конденсатором, а не снабжают каждый из подогревателей собственным эжектором?

28. Нарисуйте схему защиты от переполнения конденсатом подогревателей высокого давления.

29. Каковы основные функции деаэратора, и на чем основан принцип действия деаэрационной колонки?

Конструкции паровых турбин для электростанций

Глава шестая

КОНДЕНСАЦИОННЫЕ ТУРБИНЫ

6.1. ТИПЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Из большого разнообразия используемых паровых турбин прежде всего можно выделить турбины транспортные и стационарные.

Транспортные паровые турбины чаще всего используются для привода гребных винтов крупных судов.

Стационарные паровые турбины — это турбины, сохраняющие при эксплуатации неизменным свое местоположение. В настоящей книге рассматриваются только стационарные паровые турбины, серийно выпускаемые в Советском Союзе.

В свою очередь стационарные паровые турбины можно классифицировать по ряду признаков.

1. По назначению различают турбины энергетические, промышленные и вспомогательные.

Энергетические турбины служат для привода электрического генератора, включенного в энергосистему, и отпуска теплоты крупным потребителям, например жилым районам, городам и т. д. Их устанавливают на крупных ГРЭС, АЭС и ТЭЦ. Энергетические турбины характеризуются прежде всего большой мощностью, а их режим работы — практически постоянной частотой вращения. Подавляющее большинство энергетических турбин выполняют на номинальную частоту вращения 3000 1/мин. Их называют быст р о х о д н ы м и. В последние годы некоторые мощные турбины для АЭС стали выполнять тихоходными — на частоту вращения 1500 1/мин.

Промышленные турбины также служат для производства теплоты и электрической энергии, однако их главной целью является обслуживание промышленного предприятия, например металлургического, текстильного, химического, сахароваренного и др. Часто

такие турбины работают на маломощную индивидуальную электрическую сеть, а иногда используются для привода агрегатов с переменной частотой вращения, например воздухоудовок доменных печей. Мощность промышленных турбин существенно меньше, чем энергетических.

Вспомогательные турбины используются для обеспечения технологического процесса производства электроэнергии — обычно для привода питательных насосов и воздухоудовок котла.

2. По характеру теплового процесса различают турбины конденсационные и теплофикационные. Их маркировка выполняется в строгом соответствии с государственным стандартом.

В конденсационных турбинах (типа К) пар из последней ступени отводится в конденсатор, они не имеют регулируемых (при неизменном давлении) отборов пара, хотя, как правило, имеют много нерегулируемых отборов пара для регенеративного подогрева питательной воды, а иногда и для внешних тепловых потребителей. Главное назначение конденсационных турбин — обеспечивать производство электроэнергии, поэтому они являются основными агрегатами мощных ТЭС и АЭС. Мощность самых крупных конденсационных турбоагрегатов достигает 1000—1200 МВт.

Теплофикационные турбины имеют один или несколько регулируемых отборов пара, в которых поддерживается заданное давление. Они предназначены для выработки теплоты и электрической энергии. Теплофикационная турбина может выполняться с конденсацией пара и без нее. В первом случае она может иметь отопительный отбор пара (турбины типа Т) для отопления зданий, предприятий и т. д. или производственный отбор пара (турбины типа П) для технологических нужд промышленных предприятий или тот и другой отборы (турбины типа ПТ). Во втором случае турбина носит название турбины с противодавлением (турбины типа Р). В ней пар из

последней ступени направляется не в конденсатор, а обычно производственному потребителю. Таким образом, главным назначением турбины с противодавлением является производство пара заданного давления (в пределах 0,3—3 МПа). Турбина с противодавлением может также иметь и регулируемый отбор пара, и тогда она относится к типу ТР или ПР.

Теплофикационные турбины с отопительным отбором пара (типа Т) спроектированы так, чтобы при максимальной теплофикационной нагрузке ступени, расположенные за зоной отбора, мощности не вырабатывали. В последние годы ряд турбин проектируются так, что даже при максимальной теплофикационной нагрузке последние ступени вырабатывают мощность. Такие турбины относятся к типу ТК.

Для обозначения типов турбин ГОСТ предусматривает специальную маркировку, состоящую из буквенной и числовой частей.

Буквенная часть указывает тип турбины, следующее за ней число — номинальную мощность турбины в мегаваттах. Если необходимо указать и максимальную мощность турбины, то ее значение приводят через косую черту.

Следующее число указывает номинальное давление пара перед турбиной в кгс/см² (для новых турбин — в МПа); для теплофикационных турбин далее через косую черту указывают давление в отборах или противодавление в кгс/см².

Наконец, последняя цифра, если она имеется, указывает номер модификации турбины, принятый на заводе-изготовителе.

Приведем несколько примеров обозначений турбин.

Турбина К-210-130-3 — типа К, номинальной мощностью 210 МВт, с начальным абсолютным давлением пара 12,8 МПа (130 кгс/см²), третьей модификации.

Турбина П-6-35/5 — типа П, номинальной мощностью 6 МВт, с начальным абсолютным давлением пара 3,4 МПа и абсолютным давлением отбираемого пара 0,5 МПа.

Турбина Т-110/120-130 — типа Т, номинальной мощностью 110 МВт и максимальной мощностью 120 МВт, с начальным абсолютным давлением пара 12,8 МПа.

Турбина ПТ-25/30-90/10 — типа ПТ, номинальной мощностью 25 МВт и максимальной мощностью 30 МВт, с начальным абсолютным давлением пара 8,8 МПа и абсолютным давлением отбираемого пара 1 МПа.

Турбина Р-100/105-130/15 — типа Р, номинальной мощностью 100 МВт и максимальной мощностью 105 МВт, с начальным абсолютным давлением пара 12,8 МПа и абсолютным противодавлением 1,45 МПа.

Турбина ПР-12/15-90/15/7 — типа ПР, номинальной мощностью 12 МВт и максимальной мощностью 15 МВт, с начальным

абсолютным давлением 8,8 МПа, давлением в отборе 1,45 МПа и противодавлением 0,7 МПа.

Для турбин АЭС, частота вращения которых может составлять как 3000 1/мин, так и 1500 1/мин, иногда указывают частоту вращения. Например, турбина паровая К-500-60/1500 выполнена на частоту вращения 1500 1/мин.

Типы, параметры и мощность турбин, выпускаемых в СССР, для работы на электростанциях стандартизованы и представлены в табл. 6.1.

3. По используемым начальным параметрам пара паровые турбины можно разделить на турбины докритического и сверхкритического начального давления, перегретого и насыщенного пара, без промежуточного перегрева и с промежуточным перегревом пара.

Все турбины для ТЭС и ТЭЦ выполняют для работы на свежем перегретом паре, турбины для АЭС в подавляющем большинстве случаев — на насыщенном паре или с очень малой степенью влажности.

Турбины для мощных ТЭС выполняют на начальные сверхкритические параметры пара и с промежуточным перегревом. Эти мероприятия существенно повышают экономичность.

Для ТЭЦ за редким исключением экономически целесообразным оказывается строительство турбин на докритические начальные параметры без промежуточного перегрева.

Турбины насыщенного пара выполняют с промежуточными сепарацией и перегревом свежим паром.

4. По конструктивным особенностям турбины можно разделить по числу цилиндров, по числу валопроводов и по типу ступеней, применяемых в части высокого давления.

По числу цилиндров различают турбины одно- и многоцилиндровые. Одноцилиндровыми удается выполнить лишь турбины со значительным противодавлением, теплотермический коэффициент которых сравнительно мал. Большинство турбин выполняют многоцилиндровыми. Это позволяет получить более высо-

Таблица 6.1. Технические характеристики отечественных турбин

Типоразмеры турбин	Мощность, МВт		Начальные параметры пара		Температура промежуточно-го перегрева пара, °С	Абсолютное давление, МПа		Расход отбираемого пара, т/ч (пред. откл. ± 10 %)	Температура воды, °С	
	номинальная	максимальная	Абсолютное давление, МПа	Температура, °С		отбираемого пара	за турбиной (протн.-водавление)		питательной (пред. откл. ± 10 °С)	охлаждающей
К-210-130	210	—	12,8	540	540	—	—	—	240	12; 15
К-500-130 *	500	—		510	510					
К-300-240	300	—								
К-500-240	500	—								
К-800-240	800	—	23,5	540	540	—	—	—	270	12; 15
К-1200-240	1200	—								
К-1600-240 *	1600	—								
П-6-35/5	6,0	6,6	3,4	435	—	0,50	—	40	145	20
Т-110/120-130	110	120		555	—	0,09	—	340	230	
Т-175/210-130	175	210	12,8					520		20; 27
Т-180/210-130	180	210		540	540	0,10		460	250	
Т-250/300-240	250	300	23,5			0,09	—	620	265	
ПТ-12/15-35/10	12	15	3,4	435	—	1,00 *	—	50/40	145	20
ПТ-25/30-90/10	25	30	8,8	535		0,12 **		70/50	215	
ПТ-80/100-130/13	80	100				1,30 *		185/130	250	
			12,8	555	—	0,09 **				
ПТ-135/162-130/15	135	162				1,45 *				
						0,08 **		320/210	230	20; 27
Р-4-35/5	4,0	—								
Р-6-35/5	6,0	—	3,4	435		0,50				
Р-6-35/10	6,0	—				1,00			—	
Р-12-35/5	12	—			—	0,50	—			
Р-12-90/31	12	—	8,8	535		3,05				
Р-50/60-130/13	50	—	12,8	555		1,30			230	
Р-100/105-130/15	100	—				1,45				

Типоразмеры турбин	Мощность, МВт		Начальные параметры пара		Температура промежуточно-го перегрева пара, °С	Абсолютное давление, МПа		Расход отбираемого пара, т/ч (пред. откл. ± 10 %)	Температура воды, °С	
	номинальная	максимальная	Абсолютное давле-ние, МПа	Температура, °С		отбираемого пара	за турбиной (проти-водавление)		питательной (пред. откл. + 10 °С)	охлаждающей
ПР-6-35/10/1,2						1,00	0,12	50		
ПР-6-35/10/5	6,0	—	3,4	435			0,50		—	—
ПР-6-35/15/5										
ПР-12/15-90/15/7	12	—	8,8	535		1,45	0,70	40 75		
ТР-110-130	110	—	12,8	555		0,09	0,07	350	230	

* Промышленный отбор.

** Теплофикационный отбор.

кую мощность в одном агрегате, что удешевляет и турбину, и электростанцию. Наибольшее число цилиндров, из которых состоит современная турбина, 5.

По числу валопроводов различают турбины *одновальные* (имеющие один валопровод — соединенные муфтами роторы отдельных цилиндров и генератора) и *двухвальные* (имеющие два валопровода каждый со своим генератором и связанные только потоком пара). У нас в стране имеется единственная двухвальная турбина мощностью 800 МВт (см. § 6.2).

По типу ступеней, применяемых в части высокого и среднего давления, различают турбины *активные* (с малой степенью реактивности) и *реактивные* (со степенью реактивности около 0,5). У нас в стране строят турбины, имеющие диафрагменную конструкцию и дисковые роторы.

6.2. ТУРБИНЫ ЛЕНИНГРАДСКОГО МЕТАЛЛИЧЕСКОГО ЗАВОДА

Краткий очерк создания конденсационных турбин на ЛМЗ

На ЛМЗ впервые в нашей стране было начато изготовление стационарных паровых турбин. В 1924 г.

на ЛМЗ выпустили первую паровую турбину мощностью 2 МВт на параметры свежего пара 1,11 МПа и 300 °С. Первые по тем временам крупные турбины мощностью 24 и 50 МВт были построены ЛМЗ с технической помощью английской фирмы «Метрополитен—Виккерс». Однако в дальнейшем ЛМЗ пошел по самостоятельному пути и уже в 1937 г. изготовил одноцилиндровую турбину мощностью 50 МВт и двухцилиндровую турбину мощностью 100 МВт, которая в то время была самой мощной в мире, работающей с частотой вращения 50 1/с.

В годы войны ЛМЗ разработал серию турбин мощностью 25, 50 и 100 МВт на частоту вращения 50 1/с и параметры свежего пара 8,8 МПа и 480 °С. Массовый выпуск этих турбин после войны позволил быстро восстановить энергетику СССР, сильно разрушенную в годы войны.

В 1951 г. ЛМЗ выпустил самую мощную в Европе паровую турбину мощностью 150 МВт на начальные

параметры 16,6 МПа и 550 °С и частоту вращения 50 1/с. В 1958 г. ЛМЗ изготовил паровую турбину мощностью 200 МВт на начальные параметры 12,8 МПа и 565 °С с промежуточным перегревом до 560 °С, ставшую в последующем одной из основных турбин, на которых длительное время базировалась энергетика СССР.

В 1960 г. на ЛМЗ была построена первая турбина мощностью 300 МВт на сверхкритические параметры пара (23,5 МПа и 560 °С) с промежуточным перегревом до 565 °С. Опыт создания и эксплуатации этой турбины позволил ЛМЗ создать в 1964 г. двухвальную, а в 1970 г. — одновальную паровые турбины мощностью 800 МВт также на сверхкритические параметры пара и частоту вращения 50 1/с.

В 1978 г. ЛМЗ выпускает турбину номинальной мощностью 1200 МВт (максимальной — 1380 МВт) на параметры свежего пара 23,5 МПа и 540 °С с промежуточным перегревом до 540 °С. В настоящее время — это самая крупная в мире одновальная турбина на частоту вращения 50 1/с.

Наконец, в 1984 г. ЛМЗ выпускает паровую турбину мощностью 1000 МВт для работы на АЭС в блоке с реактором ВВЭР-1000. В этой книге рассматриваются конструкции мощных конденсационных турбин ЛМЗ последних лет выпуска и некоторых модернизированных турбин средней по сегодняшним понятиям мощности. Описание конструкций конденсационных турбин более ранних выпусков читатель может найти в книгах [23, 49, 52].

В табл. 6.2 представлены основные параметры конденсационных турбин ЛМЗ, конструкции которых рассмотрены ниже.

Турбина К-210-130 (К-200-130)

Турбина К-200-130 мощностью 200 МВт, сконструированная на на-

чальные параметры 12,8 МПа и 565 °С с промежуточным перегревом пара до 565 °С и давлением в конденсаторе 3,46 кПа при частоте вращения 50 1/с, изготовлена в 1958 г. и в настоящее время после ряда модернизаций является одной из основных турбин на блочных электростанциях СССР.

Тепловая схема турбинной установки приведена на рис. 6.1.

Регенеративная установка рассчитана на подогрев питательной воды до 240 °С в четырех подогревателях низкого давления, деаэраторе на 0,7 МПа и в трех подогревателях высокого давления. Кроме того, используется теплота выпускного пара трехступенчатого пароструйного основного эжектора, отсосов пара из промежуточных и концевых отсеков уплотнений и от штоков клапанов.

На рис. 6.2 представлена схема главных паропроводов и паропроводов промежуточного перегрева.

От котла по двум паропроводам диаметром 325 мм пар подводится к двум стопорным клапанам. Перед ними установлена перемычка для выравнивания давления между паропроводами. Пройдя паровые сита и стопорные клапаны, пар поступает к четырем регулирующим клапанам. За стопорными клапанами также выполнена перемычка, позволяющая проводить поочередную проверку работы стопорных клапанов без прекращения подачи пара в турбину.

Турбина имеет сопловое парораспределение: каждый из регулирующих клапанов подает пар к одной из сопловых коробок, вваренных в корпус (см. рис. 3.31). Сопловые сегменты первой (регулирующей) ступени установлены в сопловых коробках (см. рис. 3.51). Пройдя регулирующую ступень и 11 промежуточных (рис. 6.3), пар с параметрами 2,52 МПа и 347 °С по двум паропроводам («холодным» ниткам) направляется в промежуточный перегреватель котла, откуда с парамет-

Т а б л и ц а 6.2. Технические характеристики конденсационных турбин ЛМЗ

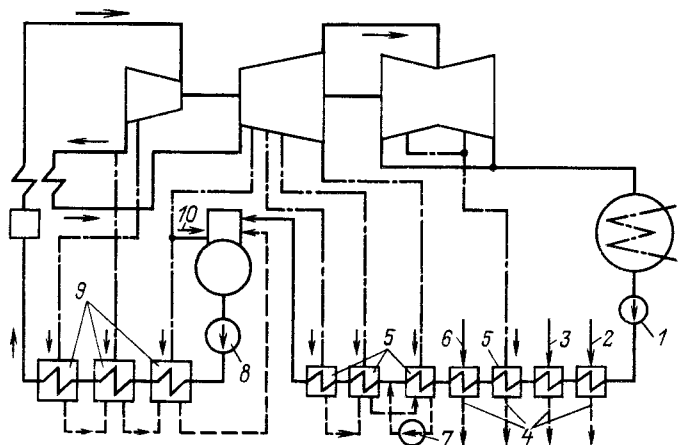
Характеристика	Турбина							
	К-1200-240-3	К-1000-60/3000	К-800-240-5	К-500-240-4	К-300-240-3	К-210-130-3(6)	К-200-130-7	К-210-130-8
Мощность номинальная, МВт	1200	1074	850	525	300	210	200	210
Частота вращения, 1/с	50	50	50	50	50	50	50	50
Параметры свежего пара:								
давление, МПа	23,5	5,88	23,5	23,5	23,5	12,8	12,8	12,8
температура, °С	540	274,3	540	540	540	540	540	535
Параметры пара после промежуточного перегрева:								
давление, МПа	3,5	0,51	3,3	3,75	3,65	2,34	2,4	2,43
температура, °С	540	260	540	540	540	540	540	535
Производительность нерегулируемого отбора пара на теплофикацию, ГДж/ч	176	838	586	293,3				
Число отборов пара на регенерацию	9	8	8	8	8	7	7	7
Температура питательной воды, °С	274	218	274	276	275	242	247	248
Номинальная температура охлаждающей воды, °С	12	20	12	12	12	12	Воздушное охлаждение	30

приведенные табл. 6.

Характеристика	Турбина							
	К-1200-240-3	К-1000-60/3000	К-800-240-5	К-500-240-4	К-300-240-3	К-210-130-3(6)	К-200-130-7	К-210-130-8
Давление в конденсаторе, кПа	3,5	4,9	3,4	3,3	3,4	3,9	9,8	8,7
Расход охлаждающей воды через конденсатор, тыс. м ³ /ч	108	170	73	51,5	36	25	—	—
Максимальный расход свежего пара, кг/с	1097,2	1630,5	736,1	458,3	270,8	186,1	186,1	186,1
Конструктивная схема турбины	1ЦВД + 1ЦСД + 3ЦНД	2ЦНД + 1ЦВД + 2ЦНД	1ЦВД + 1ЦСД + 3ЦНД	1ЦВД + 1ЦСД + 2ЦНД	1ЦВД + 1ЦСД + 1ЦНД	1ЦВД + 1ЦСД + 1ЦНД	1ЦВД + 1ЦСД + 1ЦНД	1ЦВД + 1ЦСД + 1ЦНД
Конструктивная схема проточной части:								
ЦВД	8	2×5	1р+11	1р+11	1р+11	1р+11	1р+11	1р+11
ЦСД	2×8	2×5	2×9	2×11	12+5	11	11	11
ЦНД	2×5	2×5	2×5	2×5	2×5	2×4	2×3	2×3
Число выходов пара	6	8	6	4	3	2	2	2
Длина рабочей лопатки последней ступени, м	1,2	1,2/1,0	0,96	0,96	0,96	0,765	0,55	0,755
Средний диаметр последней ступени, м	3,0	3,0/2,8	2,48	2,48	2,48	2,1	1,9	2,105
Длина турбины, м	47,9	51,6	39,7	29,95	21,3	20,31	19,22	19,22
Удельная масса турбины, кг/кВт	1,57	2,40	1,62	2,0	2,3	2,6	2,3	—

Рис. 6.1. Принципиальная тепловая схема турбоустановки К-200-130 ЛМЗ:

1 — конденсатный насос; 2, 3 — выпускной пар основного эжектора и эжектора уплотнений; 4 — конденсат греющего пара в конденсатор; 5 — ПНД; 6 — пар из уплотнений; 7 — сливной насос; 8 — питательный электронасос; 9 — ПВД; 10 — пар на деаэратор



рами 2,31 МПа и 565 °С поступает к двум блокам стопорных клапанов ЦСД. Для выравнивания давления между «горячими» нитками паропровода промежуточного перегрева предусмотрена перемычка.

«Холодные» нитки имеют предохранительные клапаны (см. рис. 6.2), не допускающие повышения давления в ЦВД до давления свежего пара.

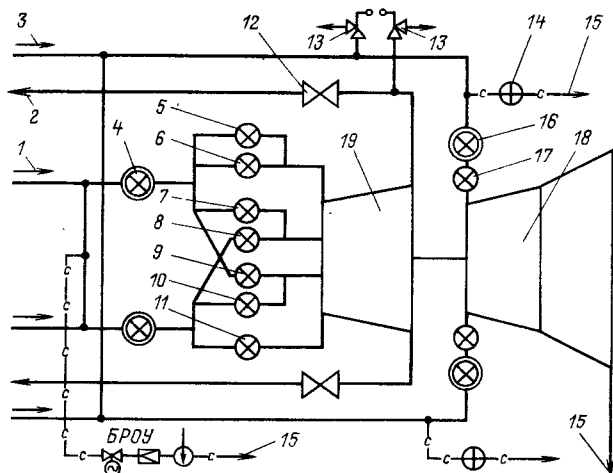
Работа стопорных клапанов ЦСД увязывается с работой сбросных клапанов: пар может направляться либо через стопорные клапаны к ЦСД при закрытых сбросных клапанах, либо через сбросные клапаны в пароприемное устройство конденсатора при закрытых стопор-

ных клапанах. Конструктивная схема такого устройства, применяемого в турбоустановке К-200-130, показана на рис. 6.4.

Пройдя стопорные клапаны, пар по четырем перепускным трубам поступает к четырем регулирующим клапанам ЦСД, работа которых отличается от работы регулирующих клапанов ЦВД: клапаны ЦСД регулируют расход пара через ЦСД только до нагрузки в 30 %; их работа особенно важна при резких сбросах нагрузки с отключением электрического генератора, когда без них невозможно удержать турбину на холостом ходу. При больших нагрузках регулирующие клапаны ЦСД практически полностью откры-

Рис. 6.2. Схема основных паропроводов турбоустановки К-200-130:

1 — свежий пар; 2 — пар на промежуточный перегрев; 3 — пар после промежуточного перегрева; 4 — ГПЗ; 5, 8 — стопорные клапаны ЦВД и ЦСД; 6 — ЦВД; 7, 12 — регулирующие клапаны ЦВД и ЦСД; 9 — сбросные клапаны; 10 — задвижка для испытания сервомотора стопорных клапанов ЦСД; 11 — сброс пара в конденсатор; 13 — ЦСД; 14 — пар в ЦНД; 15 — предохранительные клапаны



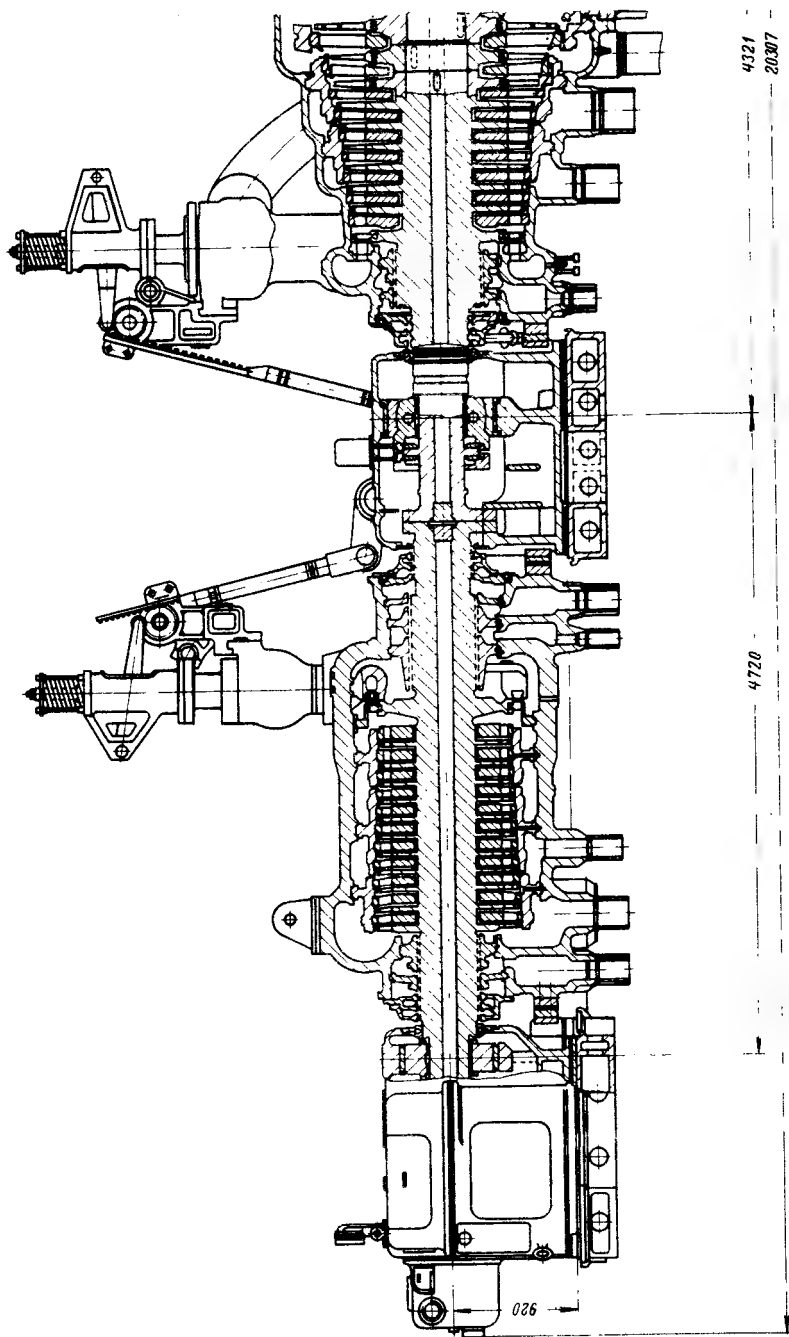
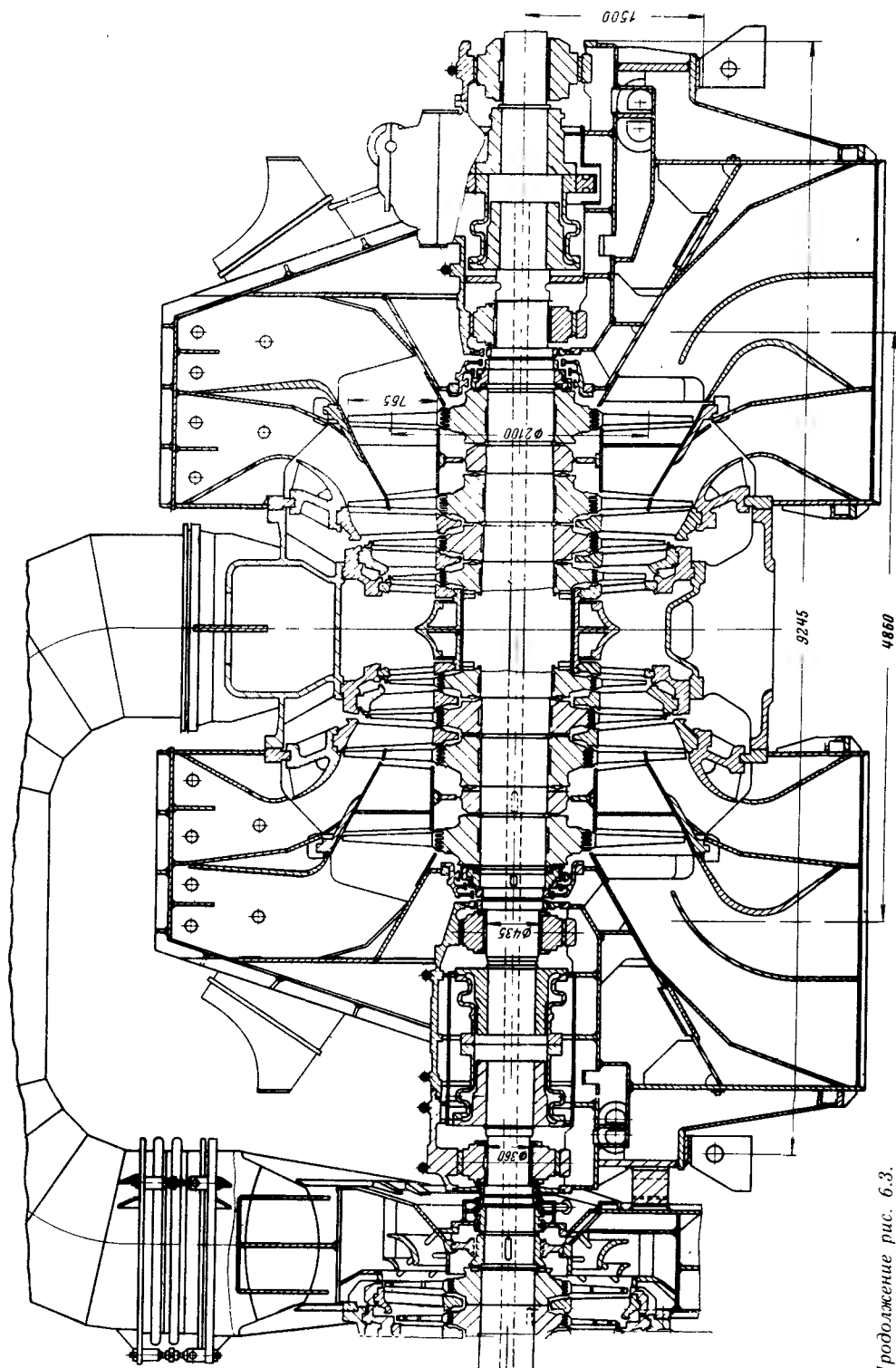


Рис. 6.3. Турбина К-200-130 ЛМЗ



Продолжение рис. 6.3.

ты и в регулировании мощности ЦСД не участвуют.

После регулирующих клапанов пар поступает в паровую коробку ЦСД и затем проходит 11 ступеней. С параметрами 0,16 МПа и 235 °С пар из ЦСД по двум ресиверным трубам диаметром 1,52 м направляется в двухпоточный ЦНД (см. рис. 6.3). Каждый поток ЦНД состоит из четырех ступеней.

Характерной особенностью проточной части ЦНД является использование ступени Баумана (см. рис. 2.38). Третья ступень ЦНД выполнена двухъярусной. Ее средний диаметр 2,091 м, а высота лопатки 740 мм. Из верхнего яруса пар поступает в конденсатор, а из нижнего — в последнюю ступень ЦНД, имеющую средний диаметр 2,1 м и длину лопатки 765 мм. Суммарная кольцевая площадь выхода одного потока достигает 7,64 м², что и позволяет получить мощность 200 МВт в агрегате с одним ЦНД при глубоком вакууме и умеренных потерях с выходной скоростью.

Из выходного патрубка пар поступает в конденсатор 200-КЦС-2 (см. рис. 5.16).

Роторы ЦВД и ЦСД соединены жесткой муфтой, полумуфты которой откованы заодно с роторами. Остальные роторы соединены полугибкими муфтами.

Между ЦВД и ЦСД установлен комбинированный опорно-упорный подшипник. Потоки пара в этих цилиндрах имеют противоположные направления. Это позволяет иметь небольшое осевое усилие на колодках упорного подшипника при различных нерасчетных и переходных режимах.

Турбина снабжена валоповоротным устройством, установленным на крышке корпуса подшипника ЦНД и вращающим ротор с частотой 3,4 1/мин.

Ротор ЦВД — цельнокованный из стали Р2М. В центре ротора для контроля качества поковки и осмотра во время капитальных ремонтов выполнено сверление. Для осевого

уравновешивания в зоне паровпуска ЦВД имеется разгрузочный диск. Лопатки закреплены в дисках Т-образными хвостовиками и связаны в пакеты ленточными бандажами. Начиная с девятой ступени рабочие лопатки выполнены закрученными.

Концевые уплотнения ЦВД изготовлены без насадных втулок: на валу сделаны ступенчатые выточки, а уплотнительные сегменты установлены в обоймах. Так же выполнены и все диафрагменные уплотнения. К диафрагмам приварены кольца, в которые зачеканены усики, образующие надбандажные уплотнения.

Ротор ЦСД — комбинированный: передняя часть ротора — цельнокованная из стали Р2М, последние четыре диска — насадные из стали 34ХНЗМ. В зоне паровпуска выполнен разгрузочный диск. Лопатки первых семи ступеней крепятся к дискам Т-образными хвостовиками, остальных четырех ступеней — вильчатыми. Начиная с четвертой ступени лопатки изготовлены закрученными. Лопатки первых семи ступеней ЦСД имеют ленточные бандажи, а остальных — проволоочные связи.

Переднее концевое уплотнение ЦСД аналогично концевым уплотнениям ЦВД. Заднее уплотнение ЦСД сделано на втулках, насаженных на вал в горячем состоянии.

Ротор ЦНД — сборный: на вал из стали Р2 насажены в горячем состоянии диски из стали 34ХНЗМ. Диски не имеют осевых шпонок. Крутящий момент в случае временного ослабления посадки передается на вал через торцевые шпонки, расположенные между дисками, центральной частью вала увеличенного диаметра, шпоночным кольцом и насадными втулками концевых уплотнений.

Облопачивание не имеет ленточных периферийных бандажей. Для повышения вибрационной надежности лопаточного аппарата используются проволоочные связи (в первой

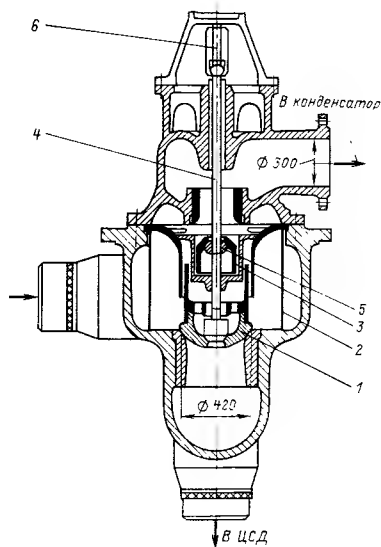


Рис. 6.4. Стопорный и сбросной клапаны ЦСД турбины К-200-130:

1 — стопорный клапан; 2 — паровое сито; 3 — сбросной клапан; 4 — крестовина; 5 — разгрузочный клапан; 6 — тяга к поршню сервомотора

ступени — два ряда проволок, в остальных — три). Все лопатки двух последних ступеней имеют стеллитовые напайки на входной кромке в периферийной части для защиты от эрозии. Лопатки закреплены на дисках вильчатыми хвостовиками.

Концевые уплотнения выполнены на насадных втулках аналогично заднему уплотнению ЦСД.

Нижняя половина и крышка корпуса ЦВД (см. рис. 3.31) отлиты из стали 15Х1М1ФЛ. Корпус — одностенный, с вваренными сопловыми коробками. Регулирующие клапаны ЦВД установлены на его корпусе. Диафрагмы установлены в обоймах. Сегменты всех концевых уплотнений также установлены в обоймах.

Диафрагмы первых двух ступеней выполнены с несущими стойками и узкими сопловыми решетками, остальные диафрагмы — сварной конструкции.

Корпус ЦСД имеет фланцевый горизонтальный и один вертикальный

(технологический) разъемы. Передняя часть ЦСД отлита из стали 15Х1М1ФЛ, задняя часть (выходной патрубок) сварена из листовой углеродистой стали.

Регулирующие клапаны ЦСД установлены на корпусе. Сопловые сегменты первой ступени ЦСД расположены непосредственно в расточке корпуса; так же установлены и диафрагмы первых двух ступеней. Остальные диафрагмы размещены в обоймах, между которыми в нижней половине корпуса выполнены патрубки для отборов пара. Диафрагмы всех ступеней сварные, кроме последней, которая выполнена литой чугуновой со стальными лопатками.

Корпус ЦНД состоит из трех частей: средней и двух симметричных выходных. Средняя часть — литая, из чугуна марки СЧ-21-40. В ней установлены две обоймы, в которых закреплены литые диафрагмы первых трех ступеней. Выходные части сварены из углеродистой стали. В них располагаются диафрагмы последних ступеней, сваренные из листовой стали. На крышках корпуса ЦНД размещены предохранительные атмосферные клапаны (мембраны).

На рис. 6.5 показана схема тепловых расширений турбины.

Корпус ЦВД опирается на приливы корпусов подшипников (см. рис. 3.75) и фиксируется по отношению к ним в осевом направлении поперечными шпонками. Корпус ЦСД подобным же образом опирается на средний подшипник и приваренные горизонтальные площадки на корпусе ЦНД (см. рис. 3.38). Корпуса ЦВД и ЦСД сопрягаются со смежными корпусами подшипников посредством вертикальных шпонок (на рис. 6.5 не показаны).

Турбина опирается на фундамент корпусами переднего и среднего подшипников и опорным поясом корпуса ЦНД.

Фиксипункт турбины расположен на опорной раме ЦНД. От фикс-

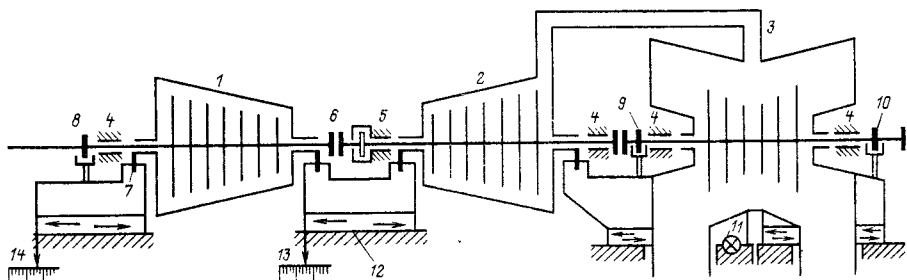


Рис. 6.5. Схема тепловых расширений турбины К-200-130 ЛМЗ:

1 — ЦВД; 2 — ЦСД; 3 — ЦНД; 4 — опорные подшипники; 5 — опорно-упорный подшипник; 6 — муфта; 7 — место опирания лап корпуса турбины на ступля подшипников через поперечные шпонки; 8 — датчик относительного удлинения ротора ЦВД; 9, 10 — то же для роторов ЦСД и ЦНД; 11 — фикспункт турбины; 12 — скользящая опора; 13 — указатель абсолютного расширения ЦСД; 14 — то же для ЦВД и ЦСД

пункта корпуса цилиндров и подшипников могут свободно расширяться в продольном направлении, скользя по горизонтальным шпонкам, установленным на фундаментальных рамах.

Турбина снабжена системой измерения абсолютных расширений корпуса ЦНД и всей турбины в целом, а также относительных расширений (ротора относительно корпуса) всех роторов. При полном прогреве корпус среднего подшипника перемещается относительно фикспункта примерно на 12, а корпус переднего подшипника — на 32—33 мм.

Длина турбины без генератора 20,31 м, с генератором 33,12 м, масса турбины — около 560 т.

Начиная с выпуска первой турбины К-200-130 ЛМЗ много работал над ее совершенствованием.

Большой модернизации (рис. 6.6) подверглась проточная часть турбины. В ЦВД диафрагмы со стойками и узкими решетками сопловых лопаток были заменены на сварные стальные диафрагмы (см. рис. 3.48), не только показавшие более высокий КПД, но и обладающие лучшими технологическими качествами; при этом были увеличены высоты лопаток.

В 1971 г. ЛМЗ совместно с МЭИ была проведена коренная модернизация ЦНД на основе достижений

в области аэродинамики и технологии. Все сопловые лопатки для диафрагм изготовлены путем фрезерования, а не штамповкой из стального листа. Увеличенная жесткость таких профилей позволила выполнить сопловые лопатки более узкими. Коренной переделке подверглась диафрагма двухъярусной ступени. С учетом реальной картины течения пара перегородка в сопловой лопатке была выполнена по всей ее ширине, а не только в выходной части, как это было в ранних конструкциях.

Модернизация проточной части позволила поднять КПД всей турбины более чем на 1 %.

Большое внимание завод уделил повышению маневренности турбины. Конструкция корпуса ЦВД была улучшена: выполнение корпуса с более тонкой стенкой в области паровпуска и фланцев уменьшенной толщины, более плавные обводы корпуса позволили ускорить нагрев корпуса при переходных режимах и уменьшить в корпусе температурные напряжения, а следовательно, и опасность появления трещин малоцикло-вой усталости. Кроме того, предусмотрены паровой обогрев фланцев и шпилек при пуске турбины, а также подача горячего пара на уплотнения при пуске из горячего состояния.

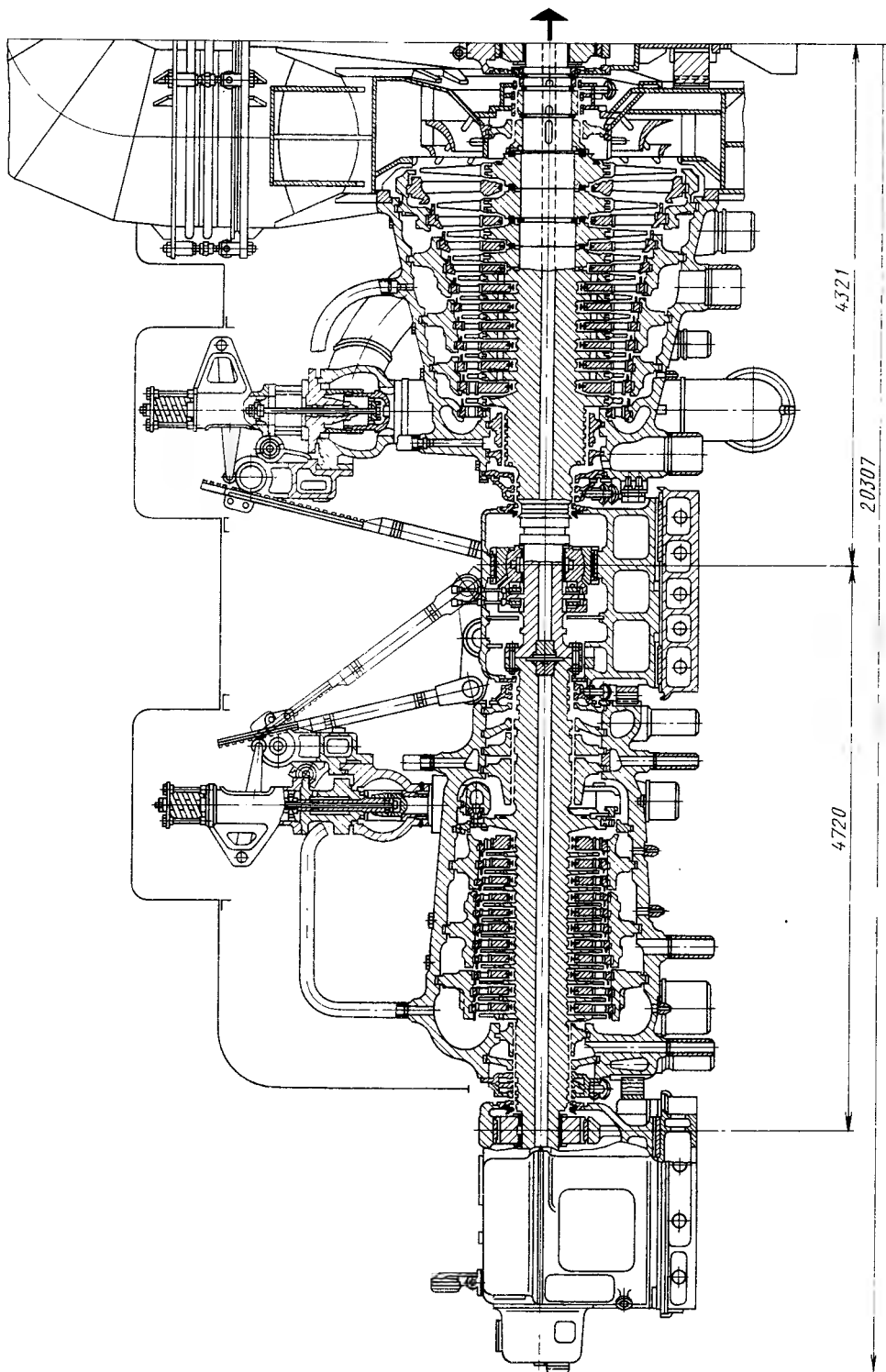
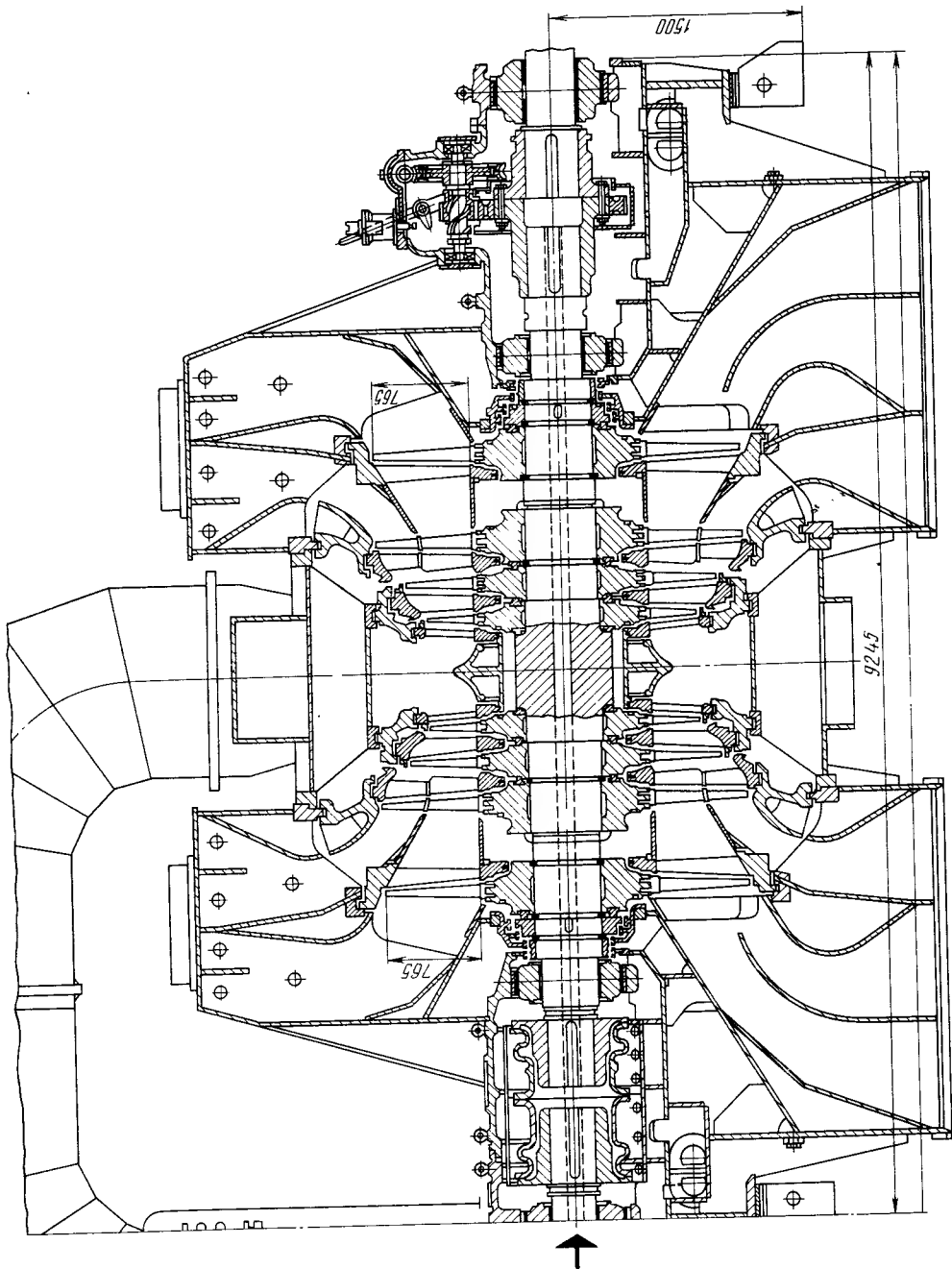


Рис. 6.6. Модернизированная турбина К-200-130 ЛМЗ (К-210-130)



Продолжение рис. 6.6

Применявшиеся первое время регулирующие клапаны оказались недостаточно надежными: протекавший через клапаны пар вызывал их интенсивную вибрацию, что приводило к обрыву штоков клапанов. Модернизация клапана позволила исключить это явление. Завод отказался от применения осевых шпонок для насадных дисков ЦСД и ЦНД и перешел на использование только торцевых шпонок.

Между роторами ЦНД и генератора вместо полужесткой стала использоваться жесткая муфта.

В настоящее время ЛМЗ выпускает турбину номинальной мощностью 210 МВт (максимальная 215 МВт) в двух модификациях: К-210-130-3 (при однобайпасной пусковой схеме блока) и К-210-130-6 (при двухбайпасной пусковой схеме) (см. § 13.4).

При номинальных параметрах пара завод гарантирует следующие расходы теплоты:

мощность на клеммах генератора, МВт
расход пара через стопорный клапан, кг/с
температура питательной воды, °С
удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч)

турбины К-210-130-3 только ЦНД, в котором отсутствует ступень Баумана. Последняя ступень имеет рабочую лопатку длиной 755 мм при торцевой площади выхода 5 м².

Схема маслоснабжения и регулирования показана на рис. 6.7. Масло на смазку подшипников подается двумя последовательно установленными инжекторами, развивающими давление 0,3 МПа. В напорной линии масляного насоса давление 2 МПа. Система маслоснабжения аналогична системе, описанной в § 4.1.

Основные особенности системы регулирования турбины К-200-130 связаны с использованием промежуточного перегрева пара. Для турбин с промежуточным перегревом пара импульсы по частоте вращения и ее изменению (ускорению) должны использоваться одновременно для работы регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД. С этой целью в систему регулирования введен промежуточ-

210	200	175	150	100
164,4	155,8	133,3	113,3	75,8
240	237	227	218	197
8045	8045	8066	8150	8439

Кроме описанных турбин ЛМЗ разработал еще две модификации турбины К-200-130 на повышенное давление в конденсаторе. Турбина К-200-130-7 (см. табл. 6.2) спроектирована на давление в конденсаторе 10—30 кПа и предназначена для работы со смешивающими конденсаторами и «сухими» градирнями (см. гл. 5). Цилиндры высокого и среднего давления этой турбины унифицированы с аналогичными цилиндрами турбины К-210-130-3, а ЦНД реконструирован. Он выполнен двухпоточным с тремя обычными ступенями в каждом потоке. Последняя ступень имеет рабочую лопатку длиной 550 мм и средний диаметр 1,9 м. При этом торцевая площадь выхода составляет 3,28 м².

Турбина К-210-130-8 выполнена на давление в конденсаторе 8,7 кПа. И эта турбина отличается от базовой

ный проточный золотник, положением которого при медленном изменении нагрузки управляет золотник регулятора частоты, а при быстром — и дифференциатор, обеспечивающий регулирование по ускорению. Выше (см. рис. 4.20) рассмотрена работа такого элемента механического типа. В рассматриваемой системе регулирования он выполнен гидравлическим.

Дифференциатор (рис. 6.8) состоит из золотника 6 и подвижной буксы 5, установленных в общем корпусе 8. Букса и золотник образуют так называемую следящую систему. При неподвижном золотнике 6 букса будет неподвижной только тогда, когда кромки золотника отсекают полость А. Действительно, при более низком положении буксы в полость Б через нижнее сверление в золотнике и полость А будет посту-

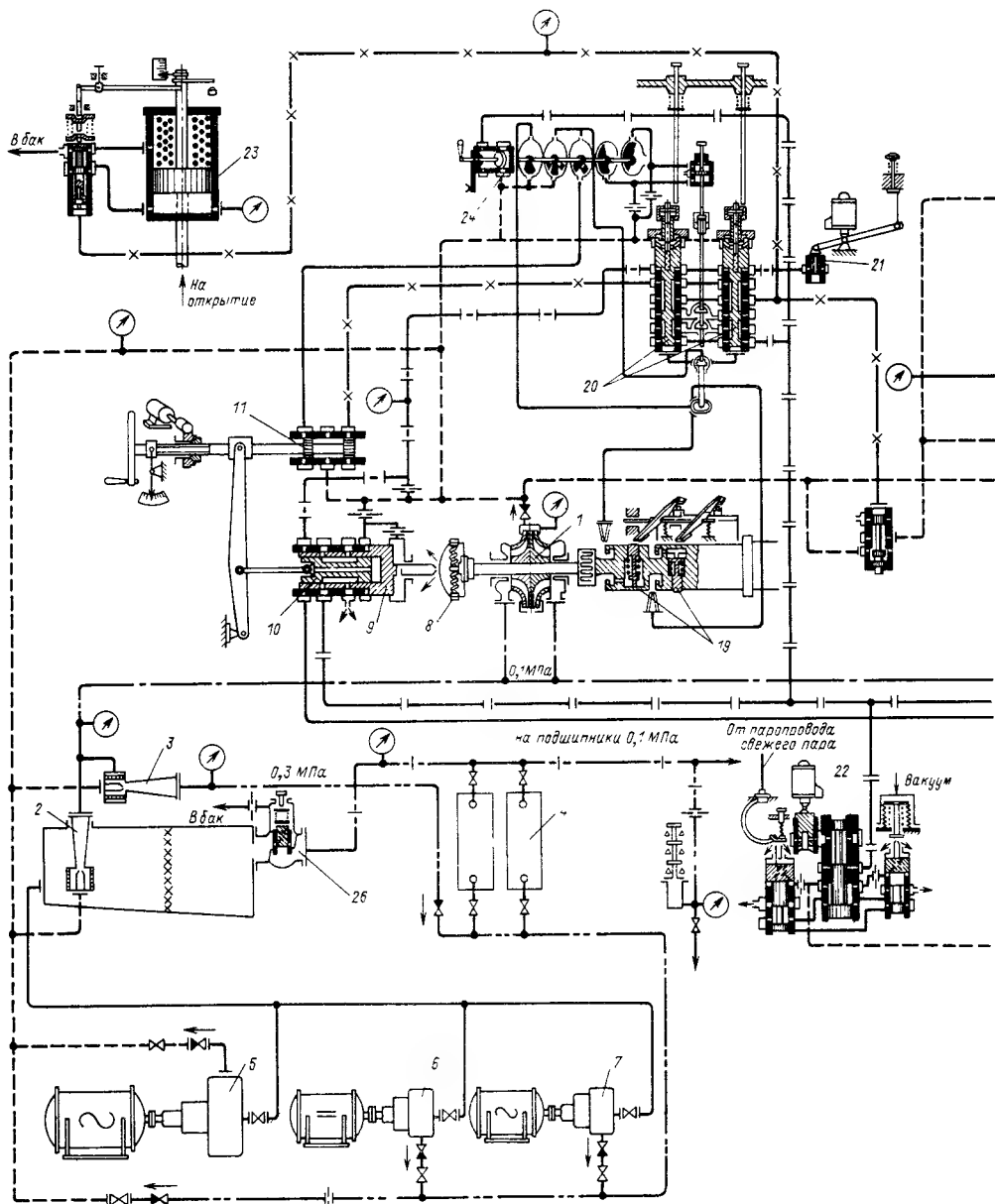
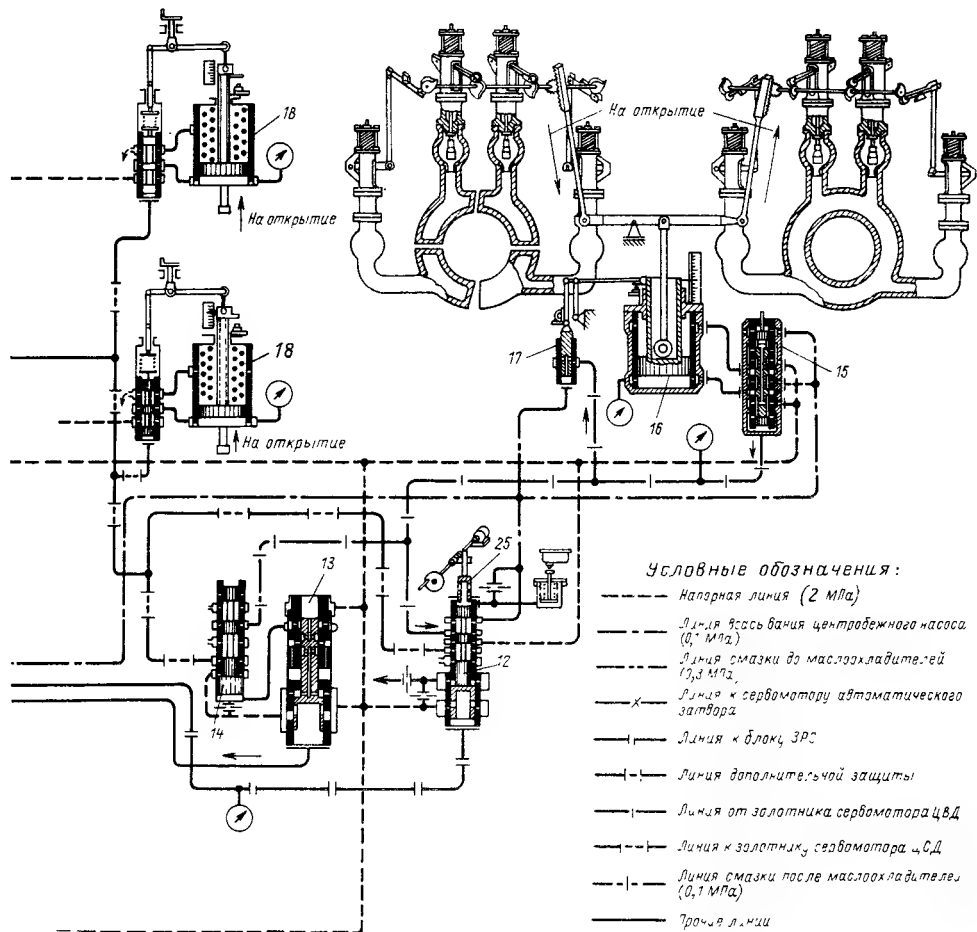


Рис. 6.7. Схема регулирования турбины К-200-130 ЛМЗ:

1 — главный масляный насос; 2, 3 — инжекторы I и II ступеней; 4 — маслоохладитель; 5 — электро-масляный насос высокого давления; 6, 7 — электромасляные насосы низкого давления; 8 — регулятор частоты вращения; 9 — следящий сервомотор регулятора частоты вращения; 10 — золотник управления; 11 — золотник взвода золотников автомата безопасности; 12 — промежуточный золотник; 13 — дифференциатор; 14 — золотник дифференциатора; 15 — главный отсечной золотник; 16 — главный сервомотор; 17 — золотник обратной связи; 18 — сервомотор стопорных клапанов ЦСД; 19 — автомат безопасности; 20 — золотники автомата безопасности; 21 — золотник отключения турбины; 22 — автомат разгрузки турбины по давлению свежего пара и вакууму в конденсаторе; 23 — сервомотор стопорного клапана; 24 — золотник для испытания автомата безопасности; 25 — ограничитель мощности; 26 — сливной клапан



пять силовое масло, давление которого будет перемещать буксу вверх до тех пор, пока окна буквы не перекроются кромками золотника. Наоборот, при более высоком положении буквы полость *Б* через верхнее сверление в золотнике будет соединена со сливом и буква будет перемещаться вниз под действием давления в полости *В*. При медленном изменении давления под золотником дифференциатора он будет медленно перемещаться и буква будет следовать за ним. Однако это никак не будет сказываться на положении исполнительного золотника 2.

Иное положение возникает при быстром смещении золотника 6

вниз из-за падения давления масла в линии 7. В этом случае буква 5 в первые моменты времени не успевает следовать за золотником 6. В результате из полости *С* над поршнем исполнительного золотника 2, куда поступает масло от насоса по линии 4 через шайбу 3, открывается слив, и поршень перемещается вверх, открывая слив из импульсной линии 1 главного золотника. Спустя некоторое время положение восстановится, однако важно, что при резком увеличении частоты вращения, когда следящий сервомотор 9 (см. рис. 6.7) быстро перемещается вправо и уменьшает давление под золотником дифференциатора 13, на про-

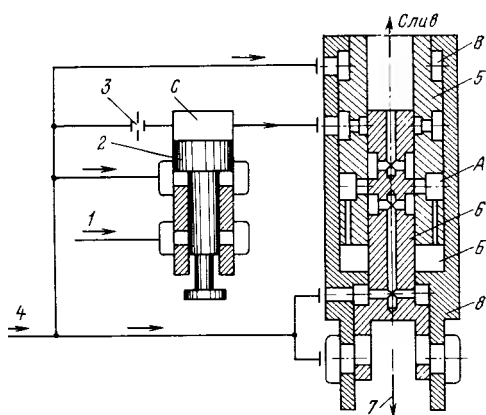


Рис. 6.8. Дифференциатор

межуточный золотник подается сигнал не только по скорости (следящим сервомотором 9), но и по ускорению (исполнительным золотником дифференциатора).

Изменение положения промежуточного золотника вызывает изменение давления как под главным золотником, так и под золотником отсечных клапанов. Главный золотник управляет главным сервомотором, перемещающим регулирующие клапаны ЦВД и ЦСД.

Пример 6.1. Рассмотрим пример работы системы регулирования (см. рис. 6.7). При медленном уменьшении нагрузки в сети происходит увеличение частоты вращения и грузы регулятора 8 расходятся, увеличивая слив справа от поршня следящего сервомотора 9 регулятора частоты вращения. Поршень под действием возникшей разности усилий сдвигается вправо, и это приводит к увеличению открытия сливных окон и падению давления в импульсной линии. Промежуточный золотник 12 смещается вниз, уменьшая давление под главным отсечным золотником 15. Золотник смещается вниз, и масло под давлением проходит в полость над поршнем сервомотора 16, обеспечивая прикрытие регулирующих клапанов и, следовательно, уменьшение мощности турбины.

При движении поршня сервомотора 16 вниз перемещается золотник 17 обратной связи, уменьшая слив из полости над главным золотником и восстанавливая под ним давление, т. е. возвращая его в прежнее положение.

Таким образом, турбина выйдет на новое значение мощности и новую частоту вращения (в соответствии со статической характеристи-

кой) с новым положением проточного золотника регулятора частоты и обратной связи (обеспечивающих стабильное положение главного отсечного золотника) и новым положением регулирующих клапанов.

Механизм управления (см. рис. 6.7) турбиной выполнен в виде винтовой пары, привод которой можно осуществлять либо дистанционно электродвигателем, либо вручную. При смещении верхнего конца рычага регулятора частоты вращения, например, вправо уменьшается слив и увеличивается давление под золотником 12. Это приводит к открытию регулирующих клапанов, т. е. к увеличению частоты вращения или нагрузки турбины.

В систему регулирования включен ограничитель мощности 25, представляющий собой по существу ограничитель хода промежуточного золотника. Ограничитель устанавливает некоторое предельное закрытие окон в буксе проточного золотника 12 и, следовательно, некоторое предельное положение золотника обратной связи 17 и сервомотора 16 (золотники 12 и 17 должны обеспечить неизменное давление под отсечным золотником). Ограничитель мощности включает при временных неполадках в турбине, при которых недопустима работа при полной нагрузке. Например, возрастание осевого усилия на упорный подшипник из-за отложений солей в проточной части можно компенсировать уменьшением расхода пара через турбину, т. е. снижением ее мощности.

Система защиты турбины от разгона состоит из двукратного автомата безопасности 19, блока золотников 20, предохранительных выключателей и сервомоторов 23 стопорных клапанов ЦВД и сервомоторов 18 стопорных клапанов ЦСД с соответствующими золотниками. Работа системы защиты описана в § 4.3.

Характерной особенностью системы регулирования турбины

К-200-130 является использование стопорных клапанов ЦСД для удержания частоты вращения холостого хода при сбросах нагрузки. Необходимость этого связана с тем, что при быстром перемещении главного сервомотора на закрытие клапанов при сбросе нагрузки регулирующие клапаны ЦСД начнут ограничивать пропуск в ЦСД только после прохождения 70 % своего хода; за это время турбина может достичь недопустимо большой частоты вращения. Поэтому в рассматриваемой системе сброс нагрузки вызывает срабатывание дифференциатора, который резко снижает давление масла как под главным золотником главного сервомотора, так и под золотником сервомотора стопорных клапанов ЦСД. Вместе с тем при такой работе защитных клапанов ЦСД они могут (в отличие от случая перемещения золотников автомата безопасности) вернуться в начальное положение (к этому времени регулирующие клапаны ЦСД займут положение, соответствующее частоте вращения холостого хода).

В импульсную линию главного золотника включен регулятор защиты по давлению свежего пара, автоматически разгружающий турбину (закрывающий регулирующие клапаны и тем самым поднимающий давление перед турбиной) при падении давления пара за котлом.

В импульсную линию промежуточного золотника включен не показанный на схеме электрогидравлический преобразователь, с помощью которого в систему регулирования можно вводить электрические сигналы.

Турбина К-300-240

Турбина К-300-240 ЛМЗ мощностью 300 МВт, рассчитанная на параметры пара 23,5 МПа и 560 °С с промежуточным перегревом пара до 565 °С, с давлением в конденсаторе 3,4 кПа и частотой вращения

50 1/с, впервые изготовлена в 1960 г.

Турбина устанавливается в блоке с прямоточным котлом производительностью 264 кг/с.

На рис. 6.9 приведена тепловая схема турбоустановки. Из конденсатора тремя насосами первой ступени 1 конденсат прокачивают через блочную обессоливающую установку (БОУ), в которой из конденсата извлекают соли железа, меди и т. п. Установка БОУ для 100 %-ной очистки конденсата обязательна для блоков с прямоточным котлом, так как он надежно работает только на питательной воде высокой чистоты.

Конденсатные насосы второй ступени (3 шт.) служат для прокачки конденсата в деаэратор с давлением 0,7 МПа через сальниковый подогреватель, использующий теплоту отсосов пара из последних камер уплотнений турбины, и четыре ПНД.

Из деаэратора питательная вода вспомогательными (бустерными) насосами подается в основной питательный насос СВПТ-340-1000. Наличие бустерного насоса позволяет создать гарантированное давление на всасывающей стороне основного насоса и обеспечить его надежную работу.

Питательный насос прокачивает питательную воду через две парал-

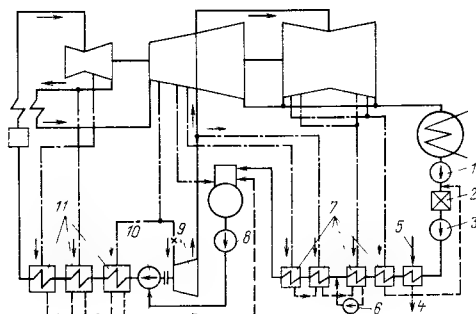


Рис. 6.9. Принципиальная тепловая схема турбоустановки К-300-240 ЛМЗ:

1, 3 конденсатные насосы I и II ступеней; 2 БОУ; 4 - бак; 5 - выхлопной пар эжектора уплотнений; 6 сливной насос; 7 ПНД; 8 - бустерный насос; 9 турбопривод питательного насоса; 10 - питательный насос; 11 ПВД

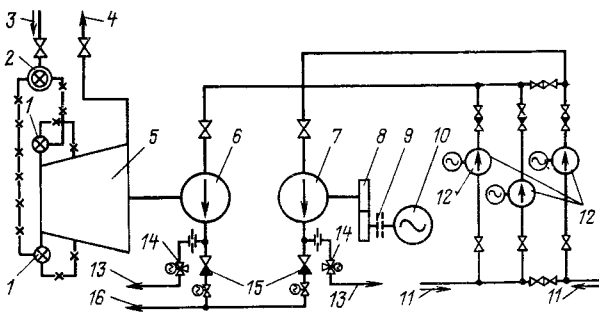


Рис. 6.10. Питательная установка блока К-300-240 с турбиной ЛМЗ:

1 — регулирующие клапаны; 2 — стопорные клапаны; 3 — пар из отбора главной турбины; 4 — пар в ЦНД главной турбины; 5 — приводная турбина; 6, 7 — питательные насосы; 8 — редуктор; 9 — гидромуфта; 10 — электропривод питательного насоса; 11 — питательная вода из деаэратора; 12 — бустерные насосы; 13 — линия рециркуляции в деаэраторе; 14 — клапаны рециркуляции; 15 — обратный клапан; 16 — питательная вода в ПВД

тельные нитки по три подогревателя высокого давления в каждой; в котел питательная вода при номинальной нагрузке поступает с температурой 265 °С.

В отличие от питательной установки блока с турбиной К-200-130 для привода питательного насоса блока с турбиной К-300-240 используется вспомогательная приводная турбина Р-12-15П (см. гл. 8), питаемая из первого отбора ЦСД паром с параметрами 1,56 МПа и 450 °С. Пар, отработавший в приводной турбине, сбрасывается в паропровод четвертого отбора ЦСД, давление в котором 0,25 МПа, а температура 240 °С. При этом часть пара проходит в подогреватель низкого давления, а избыток — обратно в главную турбину. Использование турбопривода питательного насоса

оказывается экономически целесообразным: компактная паровая турбина обеспечивает потребную мощность 10—12 МВт (максимальная мощность выпускаемых электродвигателей составляет 8 МВт), легко изменяет свою частоту вращения вплоть до 83,3 1/с, в результате чего легко регулируются подача и напор насоса, тогда как при использовании электропривода необходимы повышающий редуктор и гидромуфта.

Вместе с тем принятая схема включения турбопривода в тепловую схему турбоустановки потребовала установки пускового и резервного питательного электронасоса 50 %-ной производительности (рис. 6.10). Электронасос включают при пуске или значительном снижении нагрузки основной турбины, когда вследствие уменьшения расхо-

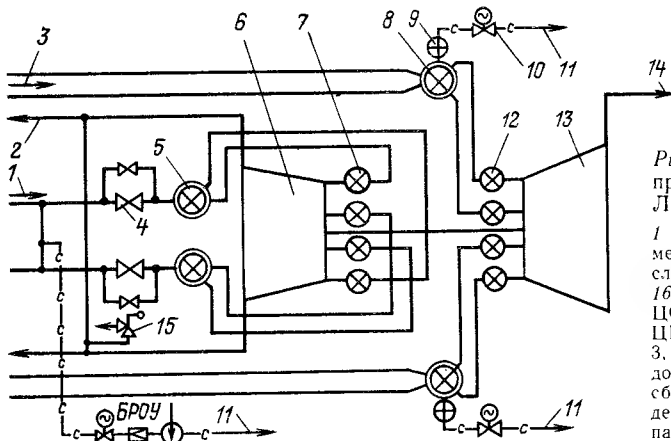


Рис. 6.11. Схема основных паропроводов турбины К-300-240 ЛМЗ:

1 — свежий пар; 2 — пар на промежуточный перегрев; 3 — пар после промежуточного перегрева; 4, 16 — стопорные клапаны ЦВД и ЦСД; 5—11 регулирующие клапаны ЦВД соответственно № 4, 2, 5, 6, 3, 1 и 7; 12 — задвижка; 13 — предохранительные клапаны; 14 — сбросные клапаны; 15 — пар в конденсатор; 17 — регулирующие клапаны ЦСД; 18 — ЦСД; 19 — ЦВД

да пара через приводную турбину (из-за падения давления в отборах главной турбины) развиваемая ею мощность становится недостаточной (обычно перед этим переключают приводную турбину на питание паром из отбора более высоких параметров).

На рис. 6.11 показана схема главных паропроводов турбины. Из котла по двум паропроводам пар подводится к двум стопорным клапанам (см. рис. 4.30), установленным рядом с турбиной, которые соединены перепускными трубами с семью регулируемыми клапанами, также установленными рядом с турбиной в виде отдельных блоков. Последовательное открытие клапанов реализует сопловое парораспределение. Все регулирующие клапаны выполнены неразгруженными: три из них имеют диаметр 75, а остальные четыре 120 мм.

Регулирующие клапаны подают пар к четырем сопловым коробкам, вваренным во внутренний корпус ЦВД (рис. 6.12). Последовательность открытия клапанов обеспечивает равномерный прогрев паровпускной части турбины: клапаны № 1 и 2, подающие пар в правую нижнюю и левую верхнюю (если смотреть в сторону генератора) сопловые коробки, открываются одновременно; оба клапана имеют диаметр 75 мм, и их открытие уменьшает прижимающую силу, действующую на клапаны диаметром 120 мм, подводящие пар в эти сопловые коробки.

Полное открытие первых шести клапанов, подводящих пар в три сопловые коробки, обеспечивает номинальную нагрузку турбины при номинальных параметрах свежего пара. Клапан № 7 диаметром 120 мм, подводящий пар в правую верхнюю сопловую коробку (четвертую), является перегрузочным.

Подвод пара к сопловым коробкам осуществляется гибкими паропроводами малого диаметра для уменьшения усилий, передаваемых

от паропроводов на корпус турбины при различном тепловом расширении паропроводов и корпуса из-за их неодинакового прогрева. Выполнение регулирующих клапанов в виде отдельных блоков позволило обеспечить более равномерный прогрев и остывание корпуса при переходных режимах. Это уменьшает коробления и температурные напряжения в паровпускной части турбины и повышает надежность ее работы.

По паровпускным патрубкам, расположенным в средней части внешнего корпуса (рис. 6.13), пар проходит в сопловые коробки, откуда поступает в одновенечную регулируемую ступень и далее проходит пять нерегулируемых ступеней, расположенных во внутреннем корпусе. Затем пар совершает поворот на 180° , проходит между наружным и внутренним корпусами, через шесть ступеней правого потока и с параметрами 4 МПа и 333°C направляется в промежуточный пароперегреватель. На «холодных» нитках промежуточного перегрева установлены предохранительные клапаны (см. рис. 6.11), исключающие работу ЦВД в неподвижном паре высокого давления при закрытых отсечных клапанах ЦСД. С давлением 3,53 МПа и температурой 565°C пар из промежуточного перегрева подходит к двум стопорным клапанам ЦСД и затем через два регулирующих клапана поступает в ЦСД. Регулирующие клапаны ЦСД открываются одновременно.

Стопорные и регулирующие клапаны ЦСД конструктивно совмещены парно в одном корпусе и установлены непосредственно на коротких патрубках, размещенных на нижней половине корпуса. Это позволяет иметь малые паровые объемы между стопорными клапанами и проточной частью, что улучшает характеристики турбины.

Пройдя 12 нерегулируемых ступеней ЦСД, поток пара разделяется на два. Один из них (1/3 количества пара), пройдя 5 ступеней ЦСД,

поступает в конденсатор. [Часто говорят, что ЦСД состоит из части среднего давления (ЧСД), заключенной между паровпуском и местом разделения потоков, и части низкого давления (ЧНД), расположенной за местом разделения потоков.] Две трети пара после разделения по двум ресиверным трубам поступает

в двухпоточный ЦНД, на входе которого параметры пара 0,24 МПа и 240 °С. Ресиверные трубы расположены на уровне пола машинного зала и присоединены фланцами к нижним половинам корпусов. Такой способ перепуска позволяет сэкономить время при ремонтах и ревизиях турбины, так как для вскры-

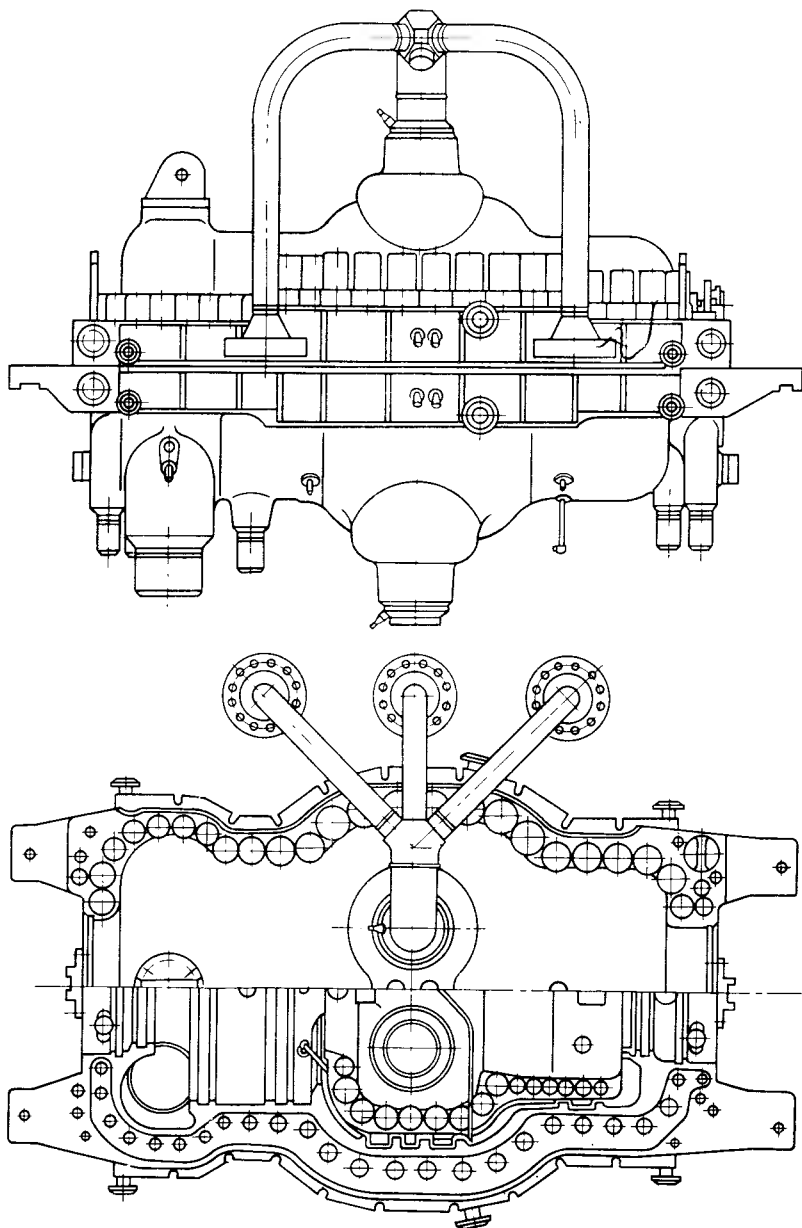


Рис. 6.12. ЦВД турбины К-300-240 ЛМЗ

тия цилиндров не требуется демонтаж ресиверных труб.

Таким образом, три почти одинаковых¹ потока пара поступают в общий конденсатор (см. рис. 5.17). Последняя ступень имеет средний диаметр 2,48 м и длину лопатки 960 мм, что соответствует кольцевой площади выхода 7,48 м². Общая площадь выхода турбины по всем трем потокам составляет 22,44 м².

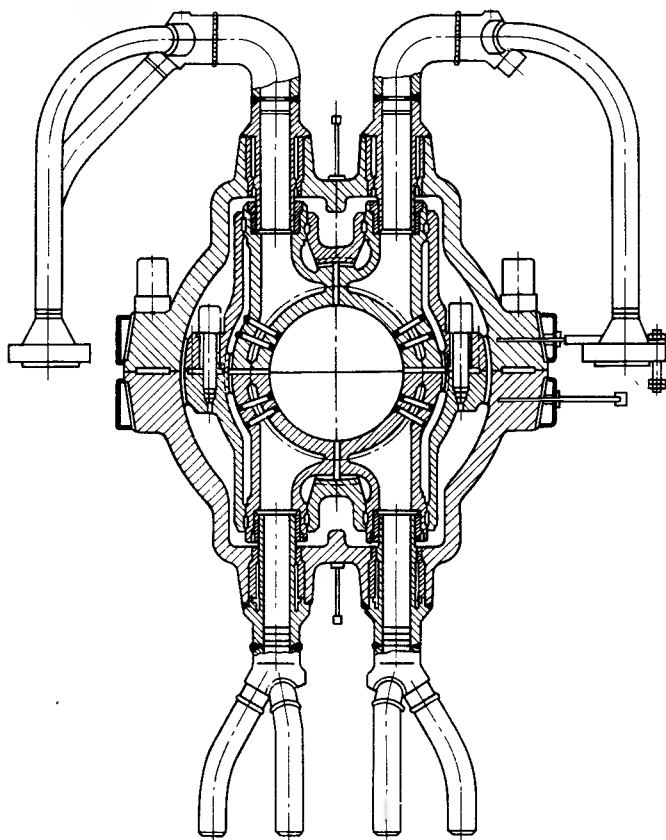
Валопровод турбины уложен на пять опорных подшипников. Между ЦВД и ЦСД установлен один комбинированный опорно-упорный подшипник. Корпуса подшипников ЦВД и паровпускной части ЦСД — выносные, опирающиеся на фундамент; подшипники выпускной части ЦСД и ЦНД встроены в выходные патрубки.

¹ Проточная часть ЧНД ЦСД не имеет двух отборов пара на ПНД.

Все корпуса подшипников содержат в своих крышках аварийные масляные емкости (см. § 3.6), которые заполняются при работе основных масляных насосов; при переключении насосов или их отказе масляные емкости гарантируют нормальный выбег турбины после ее аварийного отключения.

Роторы ЦВД и ЦСД соединены жесткой муфтой, полумуфты которой откованы заодно с валами. Между роторами ЦНД и электрического генератора установлена жесткая муфта с насадными полумуфтами. Роторы ЦСД и ЦНД соединены полужесткой муфтой.

На крышке подшипника, расположенного между ЦНД и генератором, имеется валоповоротное устройство, вращающее валопровод турбины с частотой 3,4 1/мин при ее пуске и остановке.



Продолжение рис. 6.12

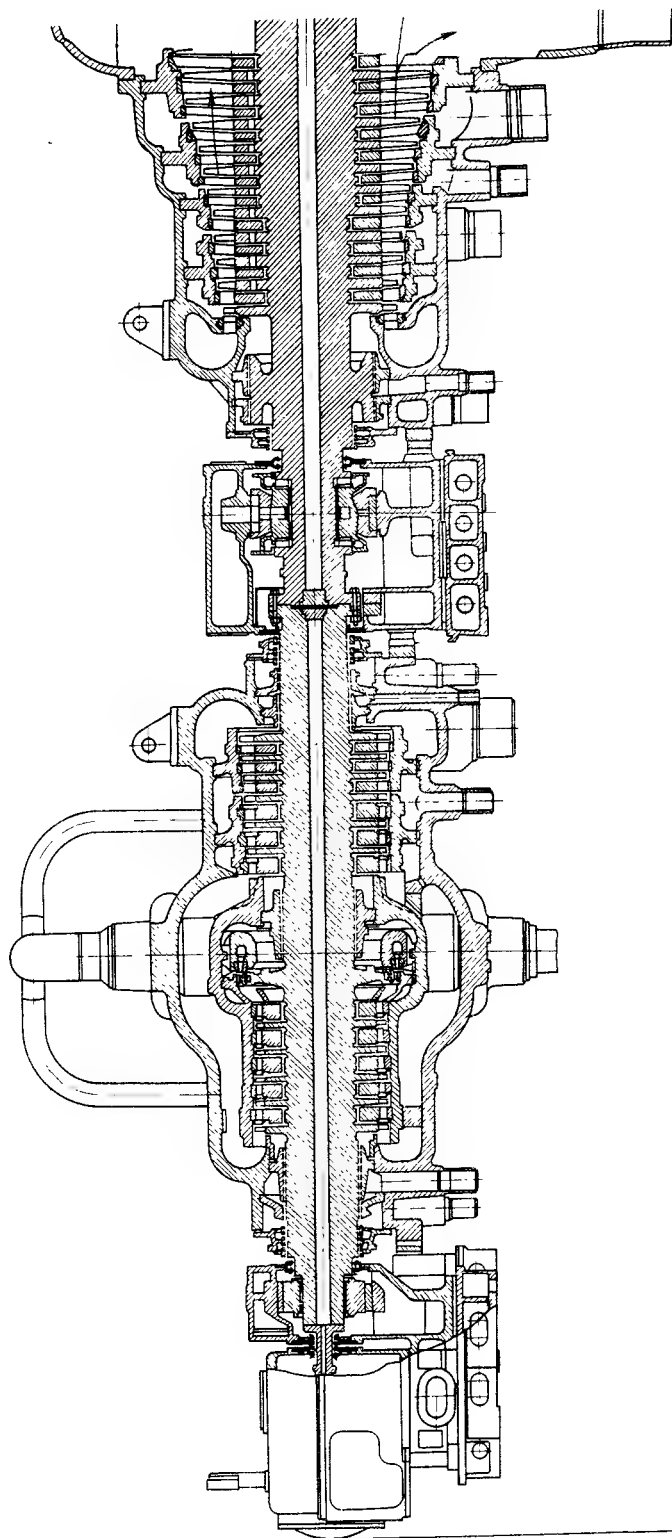
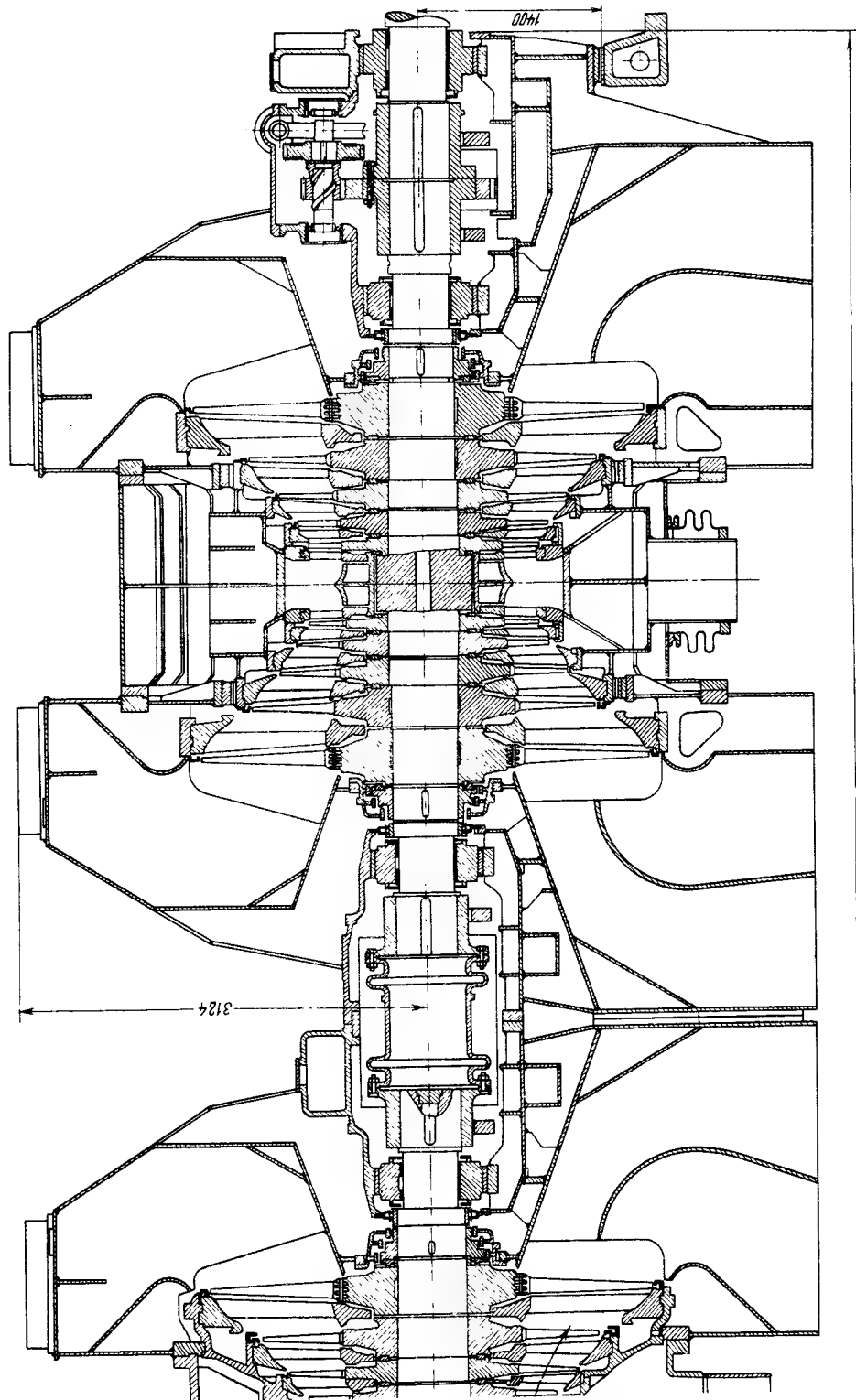


Рис. 6.13. Турбина К-300-240 ЛМЗ



Ротор ЦВД выполнен цельнокованным из стали Р2М. Все диски, кроме диска регулирующей ступени, снабжены отверстиями для выравнивания давления и тем самым разгрузки колодок упорного подшипника.

Рабочие лопатки закреплены на дисках посредством Т-образных лопаточных хвостовиков с замками (см. рис. 3.6), а по периферии связаны бандажами.

При разработке турбины завод особое внимание уделил конструкции уплотнений в ЦВД и ЦСД. На рис. 2.19 было показано уплотнение проточной части промежуточной ступени. Бандажная лента выполнена заодно с парой усиков, придающих бандажу жесткость и служащих надбандажными уплотнениями. В корпус турбины в местах возможного касания усиков вставлены с малым зазором сегменты из мягкого армо-железа с присадкой хрома. При задеваниях острый усик протачивает в мягком железе канавку, сохраняя свою целостность. Второе уплотнение выполнено в виде вставки, завальцованной в диафрагму, с малым зазором по отношению к кольцевому усикам на хвостовике лопатки. Для концевых и среднего уплотнений ЦВД, а также переднего уплотнения ЦСД принята конструкция с усиками из нержавеющей стали, завальцованными в кольцевые проточки на роторе (см. рис. 3.54).

Ротор ЦСД выполнен комбинированным: вал откован заодно с 12 дисками из стали Р2М, а диски последних пяти ступеней насажены на вал с натягом. Материал дисков — сталь 34ХНЗМ. Лопатки части среднего давления закреплены на дисках посредством Т-образных хвостовиков с замками. В зоне паровпуска ротор ЦСД имеет развитый разгрузочный диск для уравнивания осевого усилия.

Конструкции ротора в части низкого давления ЦСД и ротора ЦНД одинаковы. Крутящий момент в случае временного ослабления

посадки передается на вал торцевыми шпонками. Лопатки первых двух ступеней ЦНД крепятся к дискам Т-образными, а последних трех — мощными вильчатыми хвостовиками (см. рис. 3.8). Они не имеют ленточных бандажей, но перевязаны титановыми проволоками. Лопатки двух последних ступеней имеют противэрозионную защиту в виде стеллитовых напаяек.

Уплотнения ЦНД и заднее уплотнение ЦСД выполнены одинаково, так же как в турбине К-200-130.

Корпус ЦВД (см. рис. 6.12) выполнен двойным. Это позволяет иметь умеренные толщины стенок и фланцев каждого из корпусов, что способствует их быстрому и равномерному прогреву вместе с ротором и охлаждению внутреннего корпуса паром, протекающим между корпусами при работе турбины на номинальном режиме.

Внутренний корпус выполнен из стали 15Х1МФБЛ, обладающей достаточным сопротивлением ползучести при высоких рабочих температурах. Внешний корпус подвержен действию температур, не превышающих 400 °С; поэтому он изготовлен из более дешевой, но достаточно прочной стали 15Х1М1ФЛ. Внутренний корпус подвешен в наружном и показано на рис. 3.33.

Диафрагмы левого потока ЦВД установлены непосредственно во внутреннем корпусе, а правого потока — в двух обоймах, помещенных в расточки внешнего корпуса. Первые восемь диафрагм выполнены с несущими стойками и узкими сопловыми сегментами, сваренными в тело диафрагмы. Остальные диафрагмы — сварные (см. рис. 3.48).

Корпус ЦСД — одноступенный с двумя паровпускными патрубками. Корпус состоит из трех частей, соединенных вертикальными технологическими разъемами. Передняя часть корпуса (см. рис. 4.36), подверженная действию пара высокой температуры, поступающего из промежуточного перегрева, выполне-

на из стали 15Х1М1ФЛ, средняя — из стали 25Л, задняя сварена из листовой углеродистой стали. Сопловые сегменты первой ступени ЦСД вставлены в расточки паровой коробки. Остальные диафрагмы установлены в обоймах. Все диафрагмы части среднего давления ЦСД — сварные. Диафрагмы части низкого давления ЦСД установлены в обойме.

Корпус ЦНД выполнен сварным, двухстенным. Внутренний корпус подвешен в средней части наружного корпуса на уровне горизонтального разреза (см. рис. 3.39), и его фикс-пункт расположен на оси ЦНД в плоскости его симметрии. Во внутреннем корпусе установлены литые чугунные диафрагмы первых четырех ступеней. Диафрагмы последних ступеней закреплены непосредственно в крайних выходных частях ЦНД.

Начиная с первого варианта турбины ЛМЗ изготовлял диафрагму последней ступени с телесным профилем сопловых лопаток, выполненных методом фрезерования.

Корпуса ЦВД и передняя часть ЦСД опираются на выносные подшипники с помощью лап и боковых приливов на корпусах подшипников (см. рис. 3.75). Центровка корпуса турбины и подшипников обеспечивается вертикальными шпонками (см. рис. 3.77).

Части низкого давления ЦСД и ЦНД опираются поясами на фундаментные рамы. При монтаже турбины половины картера подшипника, расположенного между ЦСД и ЦНД, сболчивают внутренним фланцевым соединением. Между фланцами этих цилиндров устанавливают специальные шпонки, передающие усилия с корпуса на корпус при тепловых расширениях.

Схема тепловых расширений турбины показана на рис. 6.14. Фикс-пункт турбины расположен на боковой раме ЦНД так же, как и у турбины К-200-130; расширение идет в сторону переднего подшипника.

Масса турбины без конденсатора составляет 690 т, ее длина без генератора 21,3, а с генератором 35,5 м.

Для улучшения маневренных качеств турбины и увеличения надежности при пусках фланцы корпуса и шпильки фланцевого разреза ЦВД и ЦСД имеют паровой обогрев (см. гл. 15).

Турбина снабжена совершенной системой концевых уплотнений, обеспечивающей ее надежную работу в пусковых и нормальных условиях.

Так же как и турбина К-200-130, турбина К-300-240 в период освоения подверглась значительной модернизации, особенно ее проточная часть. В ЦВД стали использовать только

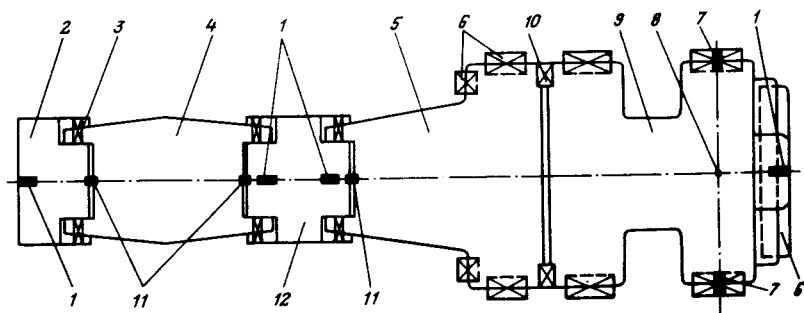


Рис. 6.14. Схема тепловых расширений турбины К-300-240 ЛМЗ:

1 — продольные шпонки; 2 — передний подшипник; 3 — поперечные шпонки между лапами и ступнями подшипников; 4 — ЦВД; 5 — ЦСД; 6 — фундаментные рамы; 7 — поперечные шпонки турбины; 8 — фикс-пункт; 9 — ЦНД; 10 — поперечные шпонки между ЦСД и ЦВД; 11 — вертикальные шпонки; 12 — средний подшипник

сварные диафрагмы с лопатками с удлиненным входным участком. Практически заново была спроектирована проточная часть ЦНД, в результате чего ее КПД возрос на 2 %.

Все рабочие лопатки стали выполняться с бандажами, в ряде случаев заодно с лопатками. Трапецевидная форма бандажу позволила уплотнить зазор, что существенно уменьшило утечки.

Большие работы были выполнены по повышению устойчивости валопровода по отношению к низкочастотной вибрации. Первый цилиндрический подшипник ЦВД был заменен на сегментный (см. рис. 3.63). Бандажные уплотнения ЦВД и ЦСД с трапецевидными вставками (см. рис. 3.55, а) были заменены на уплотнения с большой камерой и небольшой перекрышей (рис. 6.15), что резко уменьшило бандажные циркуляционные силы и повысило пороговую мощность турбоагрегата (см. гл. 10).

В настоящее время выпускается турбина К-300-240-3, в которой кроме перечисленных выше усовершенствований изменена и система парораспределения: вместо семи регулирующих клапанов ЦВД используются четыре, пар от каждого из которых одной перепускной трубой подводится к соответствующей сопловой коробке.

При номинальных параметрах пара гарантируются следующие показатели турбоустановки:

мощность на клеммах генератора, МВт	300	250	200
расход пара через стопорные клапаны, кг/с	247.2	200	159.2
температура питательной воды, °С	265	252	239
гарантийный удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч)	7710	7835	7961

Системы смазки и регулирования в турбине К-300-240 разобщены: рабочим телом в системе смазки является масло марки 22, а в сис-

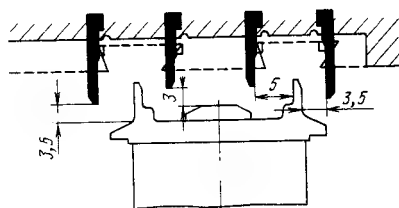


Рис. 6.15. Схема реконструкции надбандажного уплотнения (штриховой линией показан контур уплотнения до модернизации)

теме регулирования — синтетическое огнестойкое масло.

Описание системы смазки приведено в § 4.1.

Схема регулирования показана на рис. 6.16. Источником энергии для работы системы регулирования служат масляные насосы и заряженные от них аккумуляторы давления. Давление в системе 4,5 МПа. Описание этой части системы приведено в § 4.2.

Исполнительными органами системы регулирования являются семь регулирующих клапанов ЦВД и два регулирующих клапана ЦСД. Все клапаны имеют индивидуальные сервомоторы одностороннего действия: их поршни поднимаются (вместе с клапанами) под действием давления силового масла, а опускаются под действием пружины.

Сервомотор (рис. 6.17) управляется отсечным золотником. Отсечной золотник, установленный в следящей буксе, имеет возможность перемещаться при изменении давления импульсного масла, поступающего от промежуточного золотника в полость над золотником. При этом силовое масло будет перемещать поршень сервомотора и сжимать пружину (либо, наоборот, будут обеспечены слив масла из-под поршня сервомотора и посадка клапана пружиной). При движении сервомотора рычаги обратной связи перемещают следящую буксу вслед за золотником, закрывая окна для прохода силового масла в сервомотор (либо для слива из него).

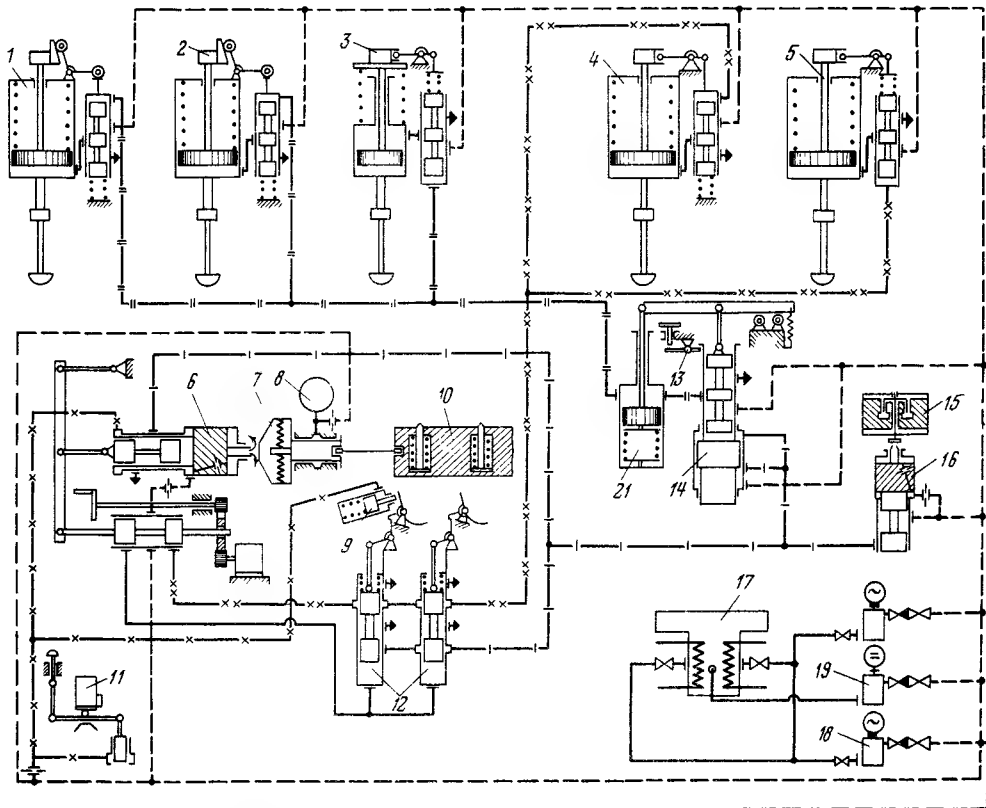
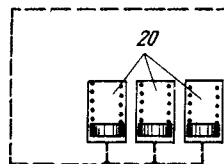


Рис. 6.16. Схема регулирования турбины К-300-240 ЛМЗ:

1 — сервомоторы регулирующих клапанов (7 шт.), 2 — сервомоторы регулирующих клапанов ЦСД (2 шт.); 3 — сервомоторы сбросных клапанов промежуточного перегрева; 4 — сервомоторы стопорных клапанов (2 шт.); 5 — сервомоторы стопорных клапанов ЦСД (2 шт.); 6 — золотники регулятора частоты вращения; 7 — датчик частоты вращения; 8 — резервный бачок смазки подшипников регулятора частоты вращения; 9 — масляные выключатели; 10 — автомат безопасности; 11 — электромагнитный выключатель; 12 — золотники автомата безопасности; 13 — ограничитель мощности; 14 — промежуточный золотник; 15 — электромагнитный преобразователь; 16 — золотник ЭГП; 17 — масляный бак; 18 — насосы системы регулирования с двигателями переменного тока; 19 — аварийные насосы; 20 — пружинные аккумуляторы; 21 — проточный золотник



преобразователя, подключенного к импульсной линии промежуточного золотника. Электрогидравлический преобразователь вводит также в систему регулирования импульсы по нагрузке генератора, по давлению в промежуточном пароперегревателе и перед турбиной, а также по вакууму в конденсаторе.

Сигнал на промежуточный золотник (см. рис. 6.16) подается блоком золотников всережимного регулятора частоты вращения. Гидравлический дифференциатор, дающий импульс по ускорению ротора в системе регулирования, отсутствует. Этот импульс вводится в систему через золотник электрогидравлического

Пример 6.2. Рассмотрим работу системы регулирования (см. рис. 6.16) при уменьшении электрической нагрузки в сети. В этом случае частота в сети и частота вращения турбоагрегата будут увеличиваться и грузы ленточного регулятора частоты вращения будут расходиться, увеличивая слив масла из сопла блока золотников регулятора. Букса блока золотников регулятора начнет перемещаться вслед за лентой регулятора, открывая слив из полости над дифференциальным поршнем промежуточного золот-

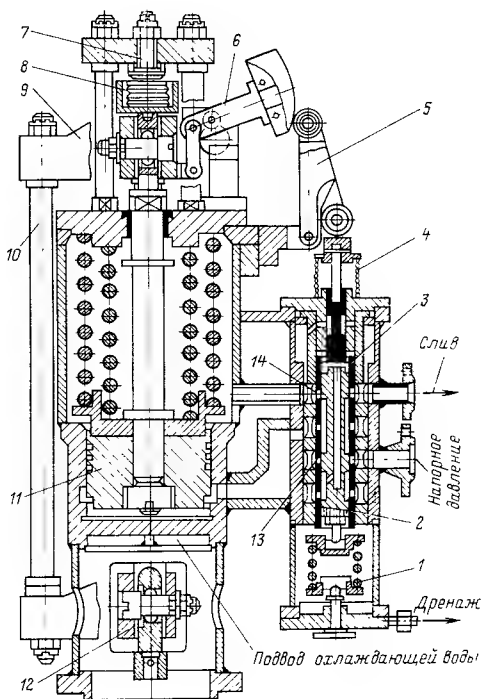


Рис. 6.17. Сервомотор регулирующего клапана ЦВД турбины ЛМЗ К-300-240:

1, 4 — пружины; 2 — золотник; 3 — следящая буква, 5, 6 — обратная связь; 7 — упор; 8 — тарельчатая пружина; 9, 12 — коромысло; 10 — тяга; 11 — поршень; 13, 14 — окна буквы

ника. Букса золотника будет смещаться вверх, вызывая падение давления масла в импульсной линии главных золотников (при этом проточный золотник будет смещаться вверх и промежуточный золотник будет включать буксу). Это вызовет смещение главных золотников сервомоторов регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД (при этом движение сервомоторов будет выключать золотники) и закрытие клапанов.

Таким образом, система регулирования обеспечит поддержание частоты вращения сети в соответствии со своей статической характеристикой.

Система защиты турбины от разгона, кроме регулятора частоты, управляющего регулируемыми клапанами ЦВД и ЦСД, снабжена двояким бойковым автоматом безопасности и импульсной линией дополнительной защиты, давление в которой резко уменьшается при большом смещении буксы золотника регулятора частоты вращения. В обоих случаях золотники автомата безо-

пасности обеспечивают посадку стопорных клапанов ЦВД и отсечных клапанов ЦСД.

Турбина имеет ограничитель мощности, выполненный в виде ограничителя смещения буксы промежуточного золотника. Ограничитель мощности позволяет ограничить открытие регулирующих клапанов в случае неполадок в турбине или в блоке.

Турбина К-800-240

ЛМЗ выпустил четыре модификации турбины мощностью 800 МВт, первая из которых принципиально отличается от последующих.

Турбина К-800-240-1 (1968 г.) — это двухвальный агрегат (в то время отсутствовали электрические генераторы мощностью 800 МВт) с частотой вращения обоих валов 50 1/с на начальные параметры 23,5 МПа и 560 °С и температуру промежуточного перегрева 565 °С. Мощность первого вала, состоящего из ЦВД, ЦСД и двух ЦНД, равна 500 МВт; второй вал состоит из ЦСД и двух ЦНД; его мощность 300 МВт. Эту турбину завод выпустил всего в одном экземпляре, а опыт, полученный при ее наладке, освоении и эксплуатации, использовал для создания на эти же параметры одновальной паровой турбины К-800-240-2, которую выпустил в 1970 г.

Турбина К-800-240-2 имела существенно лучшие технико-экономические показатели, чем двухвальная: ее удельная масса (масса на единицу мощности) на 14 % ниже, что позволяет на каждой турбине экономить около 300 т легированной стали. Дополнительная выгода получена от замены двух генераторов мощностью 500 и 300 МВт одним генератором мощностью 800 МВт. Правда, экономичность одновальной турбины оказалась несколько ниже, чем двухвальной, вследствие большей потери с выходной скоростью из-за уменьшения числа потоков выхода с восьми до шести при той же

площади выхода одного потока.

В 1974 г. после существенной модернизации турбины К-800-240-2 завод приступил к серийному изготовлению также однофазной турбины К-800-240-3, которой ниже будет уделено основное внимание; при этом будет проводиться ее сравнение с турбиной К-800-240-2.

Турбина спроектирована на начальные параметры 23,5 МПа и 540 °С при промежуточном перегреве пара до 540 °С, на давление в конденсаторе 3,43 кПа и частоту вращения 50 1/с.

Турбина устанавливается в блоке с прямоточным котлом производительностью 2650 т/ч.

Характерной особенностью турбоустановки К-800-240-3 является использование конденсационного турбопривода для двух питательных насосов без резервирования электронасосами. Две приводные турбины ОК-18-ПУ (см. гл. 8) КТЗ мощностью 15,5 МВт, каждая с максимальной частотой вращения 77,5 1/с, питаются из первого отбора ЦСД с параметрами 1,52 МПа и 443 °С (при номинальной нагрузке главной

турбины); в собственных конденсаторах приводных турбин поддерживается давление 5,9 кПа. При снижении нагрузки главной турбины ниже 30 % и на холостом ходу, когда давление в отборе главной турбины мало и не может быть обеспечена необходимая мощность приводной турбины, последняя получает пар из паропровода свежего пара через специальную редукционно-охладительную установку (БРОУ ТПН). При пуске блока приводные турбины снабжаются паром от постороннего источника.

Применение надежного конденсационного турбопривода позволило получить не только экономические выгоды [экономия составляет примерно 10 ккал/(кВт·ч) по сравнению с использованием приводной турбины с противодавлением и сбросом пара в отбор турбины], но и возможность работы питательных насосов независимо от главной турбины и даже отказаться от резервного пускового электронасоса, предусмотренного в турбоустановке К-800-240-2.

Другой особенностью тепловой

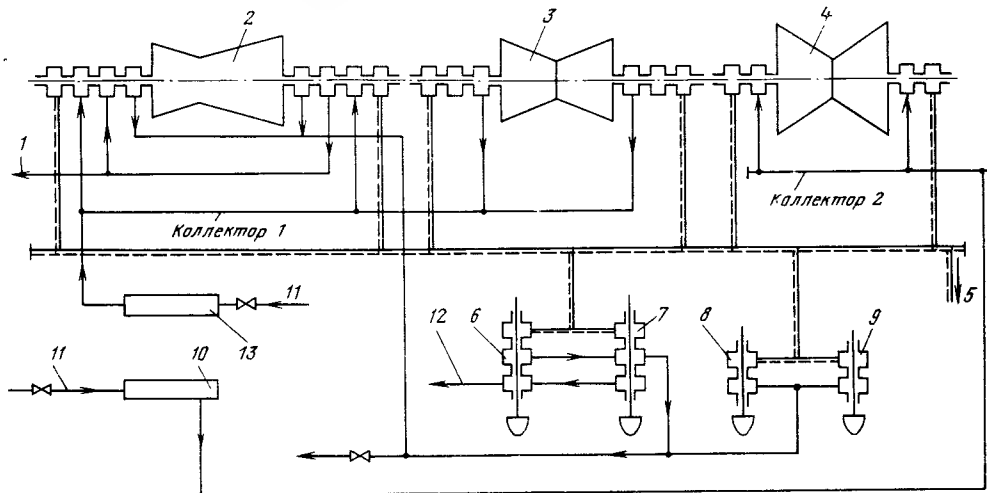


Рис. 6.18. Схема концевых уплотнений и уплотнений штоков клапанов турбины К-800-240-3:

1 — отсос пара в сальниковый подогреватель; 2, 3, 4 — соответственно ЦВД, ЦСД и ЦНД (показан только один ЦНД); 5 — отсос пара в охладитель уплотнений; 6, 7 — стопорный и регулирующий клапаны ЦВД; 8, 9 — то же для ЦСД; 10 — коллектор «холодного» уплотняющего пара с температурой 150—180 °С; 11 — пар от постороннего источника; 12 — отсос пара в «горячую нитку» промежуточного перегрева; 13 — коллектор «горячего» пара с температурой 300 °С.

схемы турбоустановки К-800-240-3 является использование турбопривода для воздухоудвки, подающей воздух в топку котла. Питание приводной турбины осуществляется от второго отбора ЦСД, а отработавший пар направляется в калорифер¹ для подогрева воздуха, подаваемого в котел и затем в охладитель, где теплота конденсации передается питательной воде.

Кроме отбора пара на регенеративные подогреватели и турбину для привода питательного насоса значительное количество пара (в сумме до 290 т/ч) отбирается для общестанционных нужд, для привода воздухоудвок, на сетевые подогреватели и т. д.; при отсутствии этих отборов турбина может развивать мощность до 850 МВт.

В турбине К-800-240-3 реализована оригинальная система уплотнений и утилизации теплоты пара утечек уплотнений и штоков регулирующих и стопорных клапанов (рис. 6.18). Крайние камеры уплотнений всех цилиндров соединены общим коллектором, из которого пар направляется в охладитель пара уплотнений. При нормальной работе турбины пар на уплотнения ЦСД не подается, а пар из первых по ходу пара камер уплотнения этого цилиндра направляется на уплотнения ЦВД. При пусках и частичных нагрузках для уплотнений ЦВД и ЦСД подают пар от коллектора 1, куда пар поступает либо от штоков стопорных и регулирующих клапанов, либо от постороннего источника. Из промежуточных камер ЦВД пар направляется в сальниковый подогреватель. Все ЦНД уплотнены паром из коллектора 2, питаемого от деаэратора.

Штоки клапанов уплотнены аналогично; крайние камеры соединены с сальниковым подогревателем, вторые камеры штоков клапанов

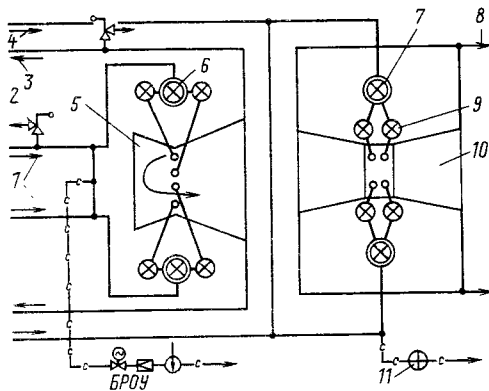


Рис. 6.19. Схема основных паропроводов турбоустановки К-800-240-3 ЛМЗ:

1 — свежий пар, 2 — предохранительный клапан; 3 — пар на промежуточный перегрев, 4 — пар после промежуточного перегрева; 5 — ЦВД; 6 — блоки стопорно-регулирующих клапанов ЦВД; 7 — стопорные клапаны ЦСД; 8 — пар в ЦНД; 9 — регулирующие клапаны ЦСД; 10 — ЦСД; 11 — сбросной клапан

и внутренние камеры концевых уплотнений ЦВД — с коллектором 1.

Из первых камер штоков стопорных клапанов ЦВД пар поступает в «горячую» нитку промежуточного перегрева и оттуда в ЦСД.

На рис. 6.19 показана схема главных паропроводов турбины К-800-240-3.

Пар из парогенератора двумя паропроводами подается к двум блокам клапанов, установленным перед турбиной. Каждый блок состоит из стопорного и двух регулирующих клапанов (см. рис. 4.31). Все клапаны — разгруженные. Такая компоновка клапанов улучшает прогрев при пуске и обеспечивает лучшие маневренные качества турбоустановки. В турбине К-800-240-2 система паровпуска выполнена аналогично, однако число блоков клапанов в ней вдвое больше. Регулирующие клапаны открываются поочередно, обеспечивая сопловое парораспределение.

От регулирующих клапанов пар по четырем перепускным трубам проходит в ЦВД, конструкция которого аналогична конструкции ЦВД турбины К-300-240 ЛМЗ.

Пройдя одновенечную регулирую-

¹ В дальнейшем предусматривается применение для воздухоудвки конденсационного турбопривода.

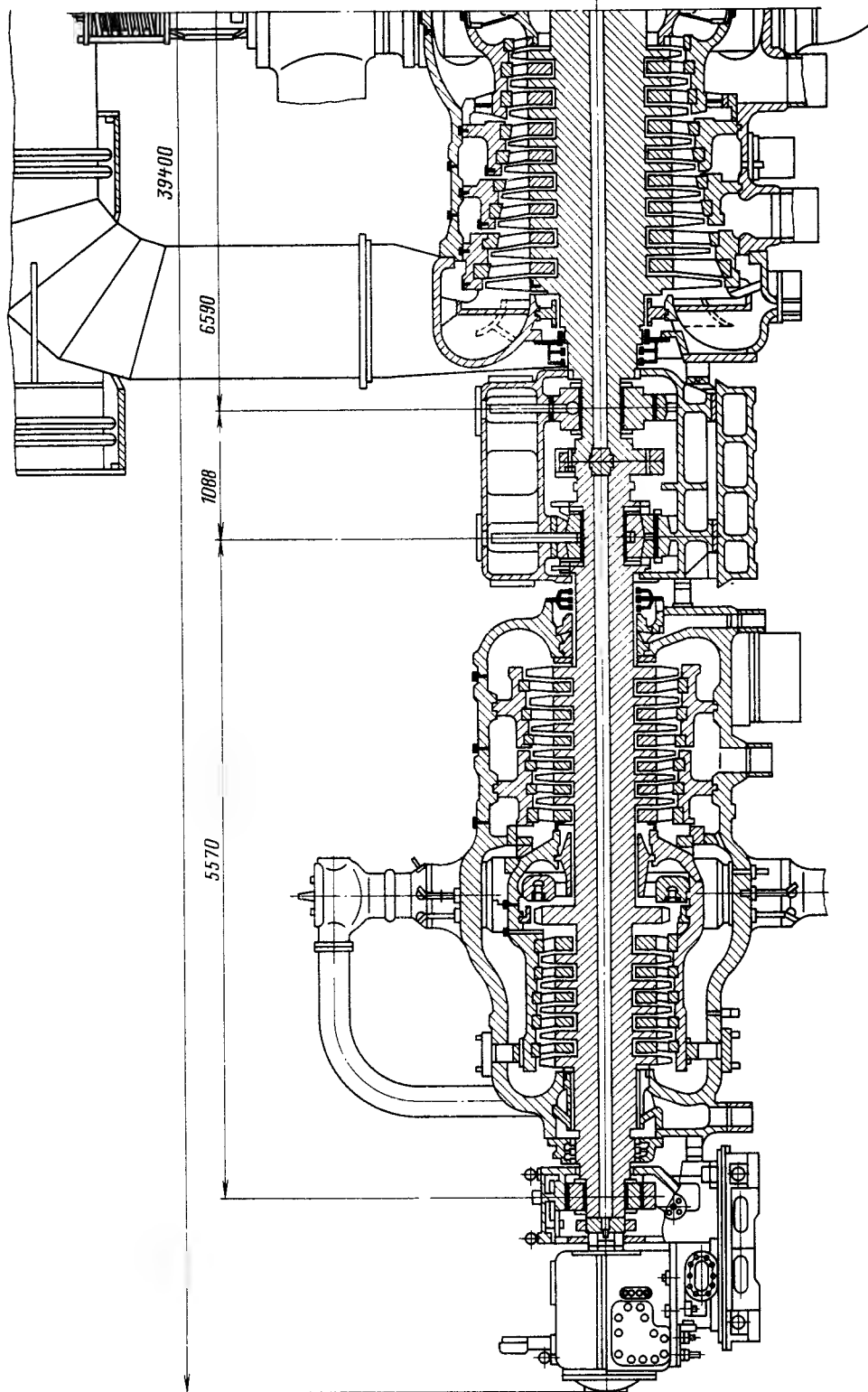
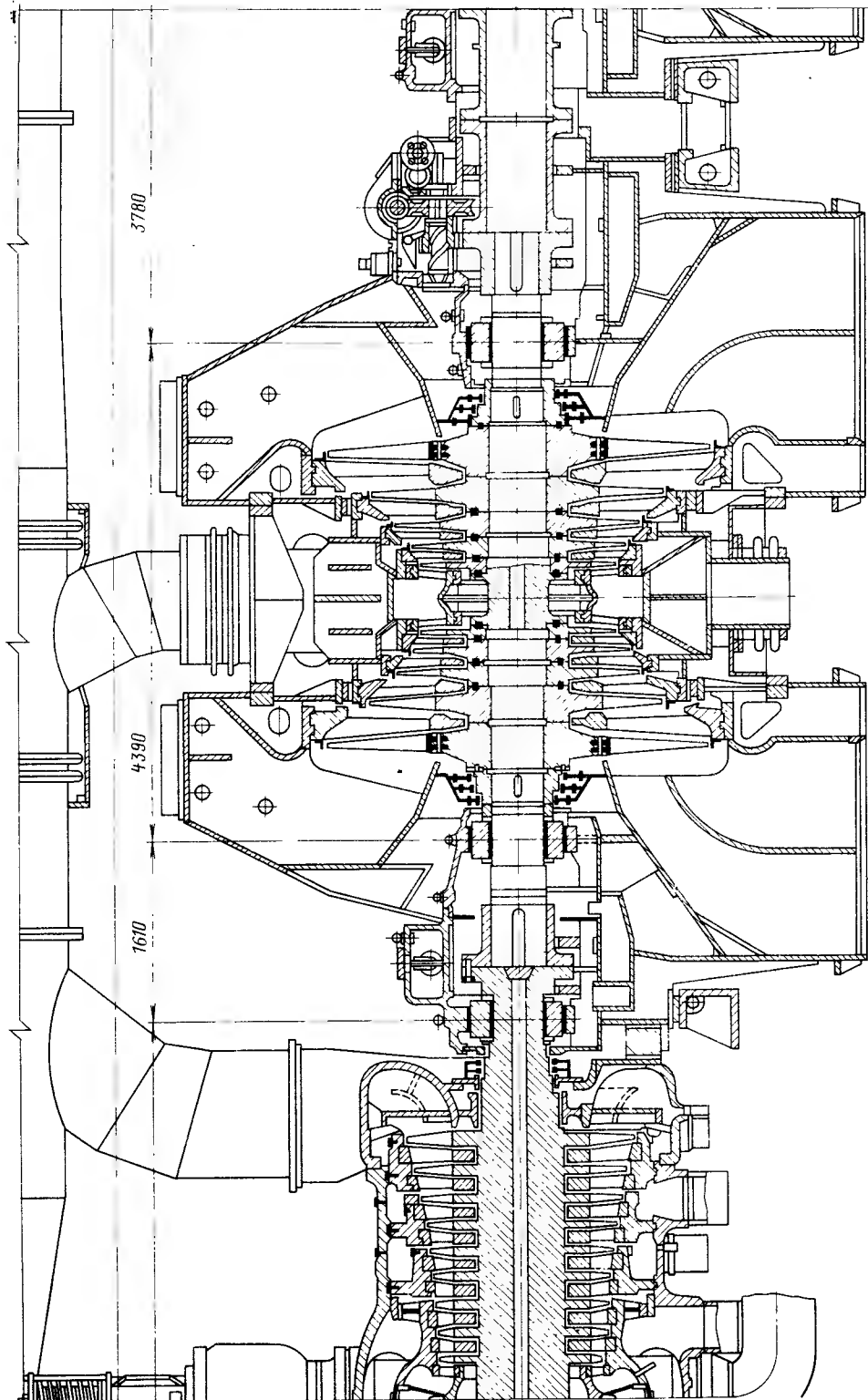


Рис. 6.20. Турбина К-800-240-3 ЛМЗ



Продолжение рис. 6.20

щую ступень и пять ступеней левого потока, за которым давление на номинальном режиме составляет 9 МПа, поток пара поворачивает на 180° и проходит сначала по межкорпусному пространству, охлаждая внутренний корпус, а затем — через последние шесть ступеней ЦВД. С параметрами 3,9 МПа и 289 °С по двум паропроводам пар направляется в промежуточный пароперегреватель и возвращается с параметрами 3,34 МПа и 540 °С к стопорным клапанам ЦСД. Эти клапаны установлены рядом с турбиной, и пар по четырем паропроводам подается к регулирующим клапанам ЦСД. Два регулирующих клапана ЦСД установлены прямо на крышке корпуса ЦСД, а два других соединены короткими патрубками с нижней половиной корпуса.

ЦСД — двухпоточный, симметричный. В каждом потоке расположено девять ступеней. На выходе из ЦСД при номинальном режиме давление составляет 0,28 МПа.

Из ЦСД в ЦНД пар проходит по четырем ресиверным трубам: две из них проложены по бокам турбины на уровне пола машинного зала и пропускают пар из нижней половины корпуса ЦСД в нижние половины корпусов всех ЦНД, а две другие расположены над турбиной и направляют пар из верхних половин корпуса ЦСД в верхние половины ЦНД. Такая компоновка труб позволяет иметь малые потери давления и равномерный поток пара на входе в ЦНД, что важно для надежной работы рабочих лопаток.

Ресиверные трубы разводят пар на три двухпоточных ЦНД, прочная часть которых унифицирована с ЦНД турбины К-300-240 ЛМЗ. Суммарная кольцевая площадь выхода 44,88 м².

Турбоустановка К-800-240-2 имела три отдельных конденсатора (по одному на каждый ЦНД) с поперечным расположением трубок. В турбоустановке К-800-240-3 использованы два одинаковых одно-

ходовых конденсатора с продольным расположением трубок.

При номинальной нагрузке на роторе ЦВД развивается мощность 260, на роторе ЦСД — 304, на роторе ЦНД — 236 МВт.

При пусках и резких сбросах нагрузки пар направляется в конденсатор через БРОУ (см. рис. 6.19). При срабатывании стопорных клапанов ЦСД открываются сбросные клапаны и пар из тракта промежуточного перегрева сбрасывается в конденсатор. Для предотвращения попадания в турбину пара из подогревателей и приводной турбины при сбросах нагрузки на паропроводах отборов и паропроводе питания приводной турбины установлены обратные соленоидные клапаны.

Продольный разрез турбины представлен на рис. 6.20.

Валопровод турбоагрегата состоит из роторов ЦВД, ЦСД, трех роторов ЦНД и ротора генератора. Каждый из роторов установлен на двух опорных подшипниках. Подшипники ротора ЦВД — сегментные, шестиколодочные (см. рис. 3.63). Корпуса переднего подшипника и подшипника между ЦВД и ЦСД — выносные, опирающиеся на фундамент; корпуса остальных подшипников встроены в выходные патрубки. В крышках всех корпусов подшипников размещены аварийные масляные емкости.

Все роторы соединены жесткими муфтами. Полумуфты роторов ЦВД и ЦСД выполнены заодно с валами. Между полумуфтами роторов ЦНД из-за необходимости размещения ригелей фундамента установлены жесткие цилиндрические проставки. Валопровод имеет опорно-упорный подшипник такого же типа, как и у турбины К-300-240.

На крышке корпуса подшипника между первым и вторым ЦНД смонтировано валоповоротное устройство, вращающее валопровод с частотой 30 1/мин при пуске и при остывании остановленной турбины. Повышенная частота вращения

валоповоротного устройства способствует не только сохранению сегментных подшипников, равномерному остыванию и нагреву роторов, но и выравниванию температуры неравномерно остывших во время стоянки корпусов, исключая их возможный прогиб и задевания (см. гл. 14).

Роторы ЦВД и ЦСД откованы из стали Р2М. Лопатки крепятся к дискам Т-образными хвостовиками с замками. Все ступени, начиная со второй, имеют закрученные лопатки.

Конструкция уплотнений ЦВД турбины К-800-240 аналогична конструкции уплотнений турбины К-300-240 ЛМЗ.

Предметом особых забот при конструировании столь мощной машины с длинным валопроводом были осевые зазоры. Были использованы для заднего концевой уплотнения ЦСД и концевых уплотнений ЦНД прямоточные уплотнения. На роторе ЦСД (а на роторе ЦНД — на насадных втулках) и на сегментах уплотнений выточены наклонные усики. Такая конструкция сохраняет экономичность ступенчатого лабиринтового уплотнения при отсутствии задеваний при осевых смещениях ротора.

Конструкция корпуса ЦВД турбины К-800-240-3 аналогична конструкции корпуса ЦВД турбины К-300-240 ЛМЗ. Все диафрагмы ЦВД — сварные с усиленными профилями сопловых лопаток. Диафрагмы ступеней со второй по седьмую выполнены из стали 15Х1М1Ф, остальных — из стали 12ХМ.

Корпус ЦСД — двойной, двухпоточный, аналогичный показанному на рис. 3.37. Внутренний корпус и средняя часть внешнего корпуса ЦСД изготовлены из стали 15Х1М1Ф.Л, а крайние части корпуса ЦСД — из стали 25Л. Сопловые лопатки первой ступени каждого потока и диафрагмы двух следующих ступеней установлены во внутреннем корпусе. Остальные диафрагмы расположены в обоймах. Первые четыре диафрагмы каждого потока

выполнены из стали 12Х1МФ, а диафрагмы остальных ступеней — из стали 12ХМ.

Конструкция ЦНД аналогична конструкции ЦНД турбины ЛМЗ К-300-240 с учетом всех последних достижений: рабочие лопатки имеют бандажи, фрезерованные заодно с ними, а диафрагмы выполнены с сопловыми лопатками, имеющими телесный профиль.

Корпус ЦВД и передняя часть ЦСД опираются лапами на стулья подшипников, задняя часть ЦСД — на корпус подшипника первого ЦНД. Центровка корпусов подшипников и корпусов турбины осуществляется вертикальными шпонками. Все ЦНД опираются на фундамент опорными поясами на уровне пола машинного зала.

Схема тепловых расширений турбины аналогична показанной на рис. 3.84. Турбина имеет три фикс-пункта. Первый из них расположен на задней поперечной раме первого ЦНД; от этого фикс-пункта первый ЦНД, ЦСД и ЦВД расширяются в сторону переднего подшипника вдоль продольных шпонок, установленных на фундаментных рамах. Два других ЦНД имеют собственные фикс-пункты, расположенные на передних поперечных рамах, поэтому соединения смежных корпусов подшипников ЦНД выполнены подвижными.

Масса турбины (без конденсатора) 1300 т, длина без генератора 39,4 м, вместе с генератором 59,5 м.

Для улучшения маневренных характеристик турбины предусмотрен паровой обогрев фланцев и шпилек фланцевых разъемов ЦВД и ЦСД.

В 1980 г. ЛМЗ разработал новую модификацию турбины — К-800-240-5 (рис. 6.21), в которой учтены опыт изготовления и эксплуатации предыдущих модификаций.

На рис. 6.22 показана тепловая схема турбоустановки. Конденсатор турбины выполнен одноходовым двухкорпусным и двухсекционным.

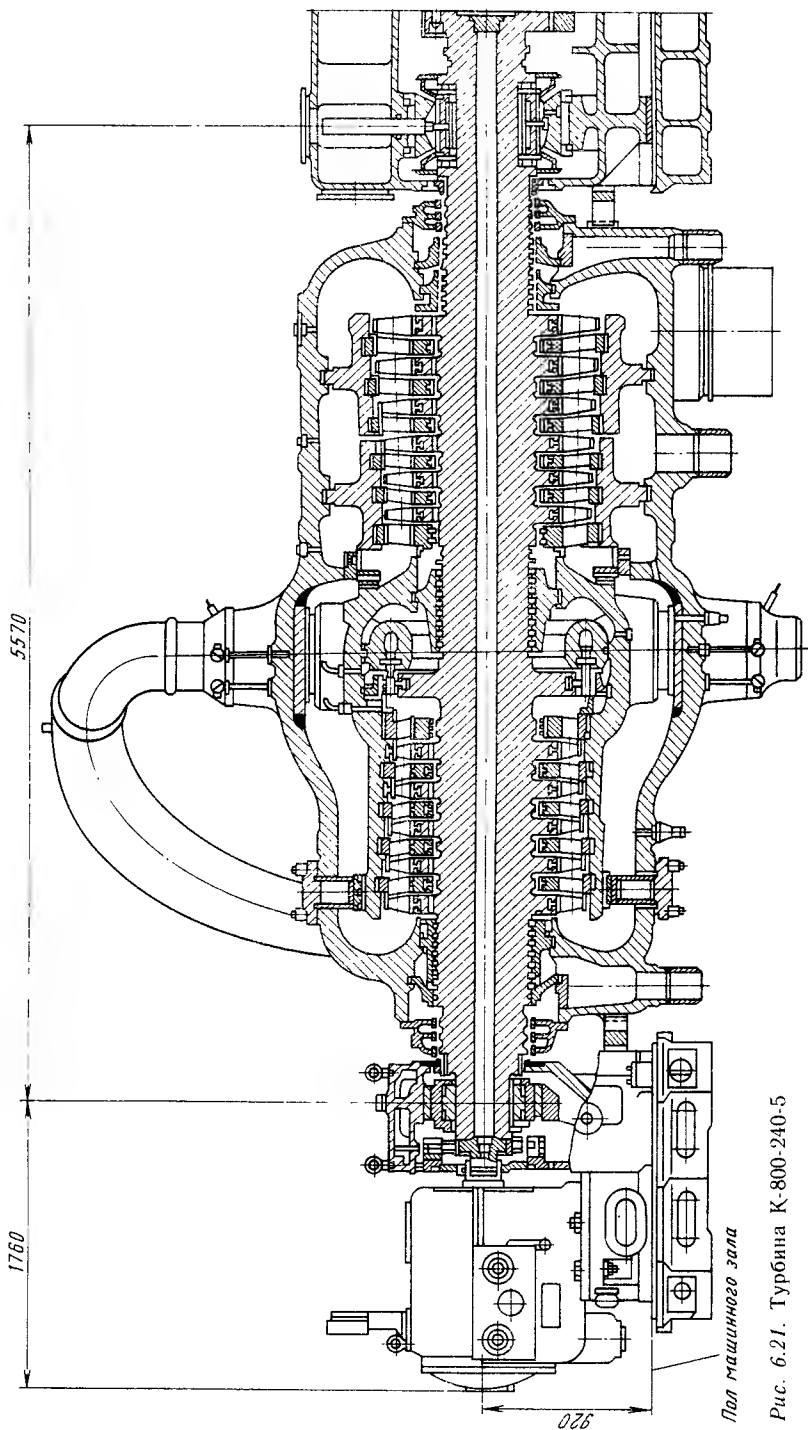
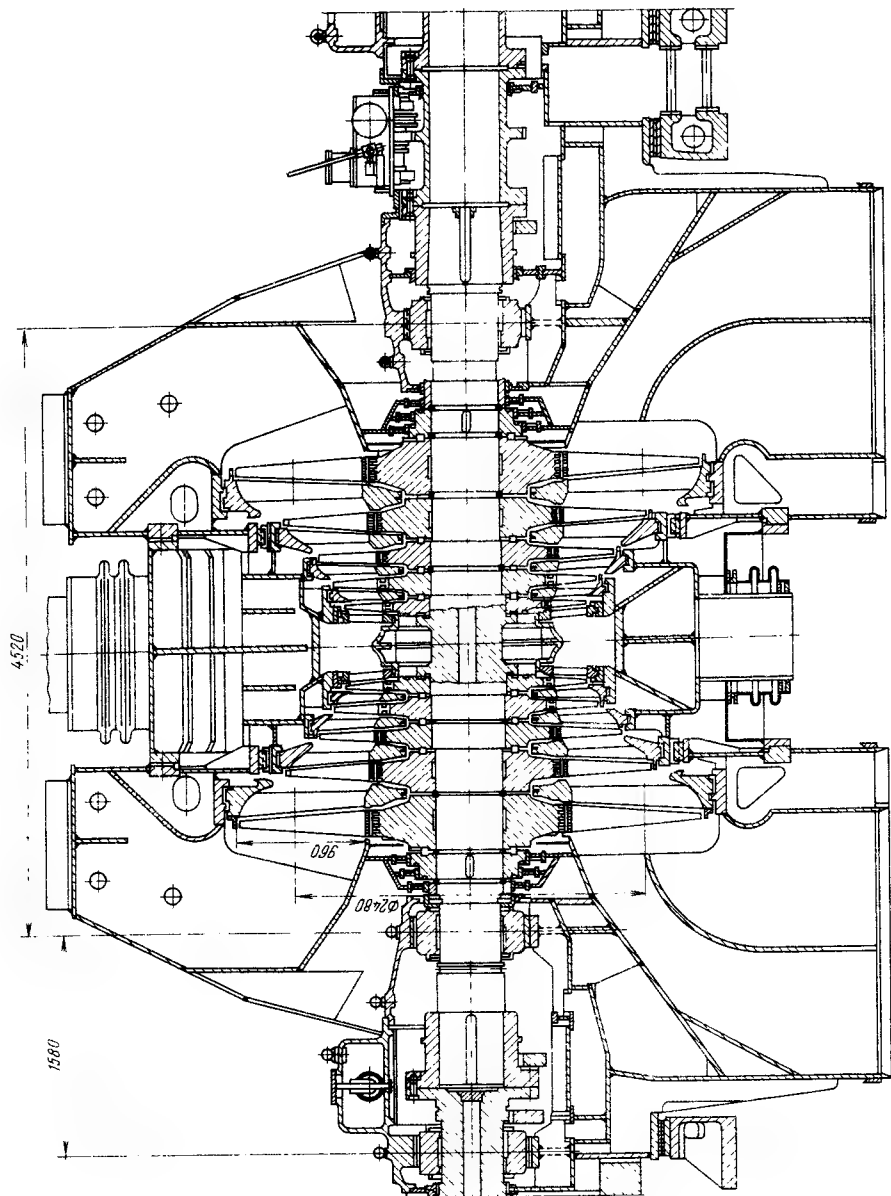
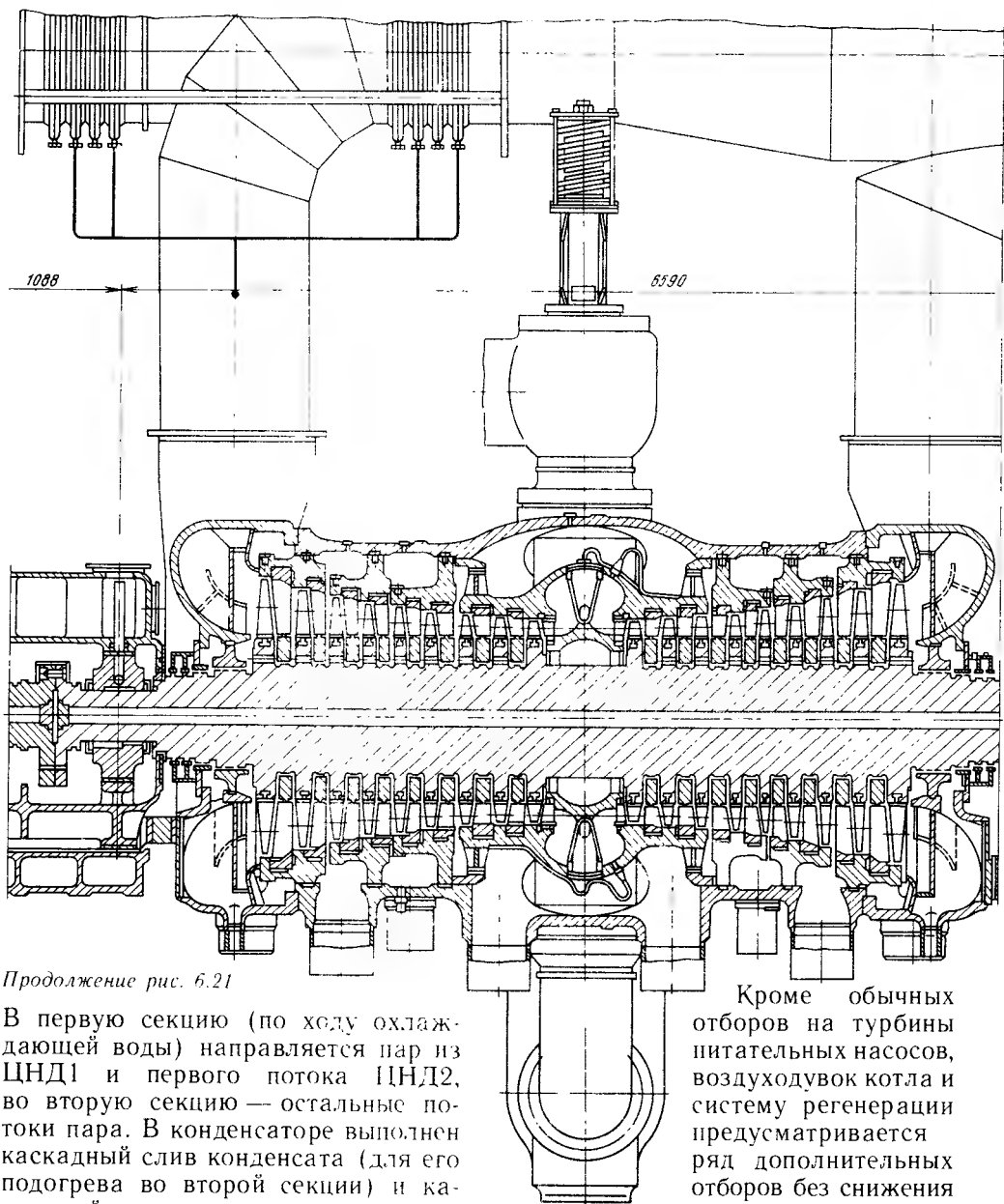


Рис. 6.21. Турбина К-800-240-5



Продолжение рис. 6.21



Продолжение рис. 6.21

В первую секцию (по ходу охлаждающей воды) направляется пар из ЦНД1 и первого потока ЦНД2, во вторую секцию — остальные потоки пара. В конденсаторе выполнен каскадный слив конденсата (для его подогрева во второй секции) и каскадный отсос воздуха с последующим его удалением эжектором из секции с меньшим давлением. Одно это повысило экономичность турбоустановки на 0,35 %.

Для увеличения экономичности в схеме первые два ПНД поверхностного типа заменены на ПНД смешивающего типа. Соответственно за этими подогревателями установлены дренажные насосы.

Кроме обычных отборов на турбины питательных насосов, воздухоудов котла и систему регенерации предусматривается ряд дополнительных отборов без снижения мощности турбины.

При максимальном расходе пара на турбину 2650 т/ч она может развивать мощность 850 МВт и по существу должна маркироваться как турбина К-850-240.

Для уменьшения бандажных сил и увеличения пороговой мощности турбоагрегата (см. § 10.4) установлены новые виброустойчивые уплотнения ступеней в ЦВД и ЦСД

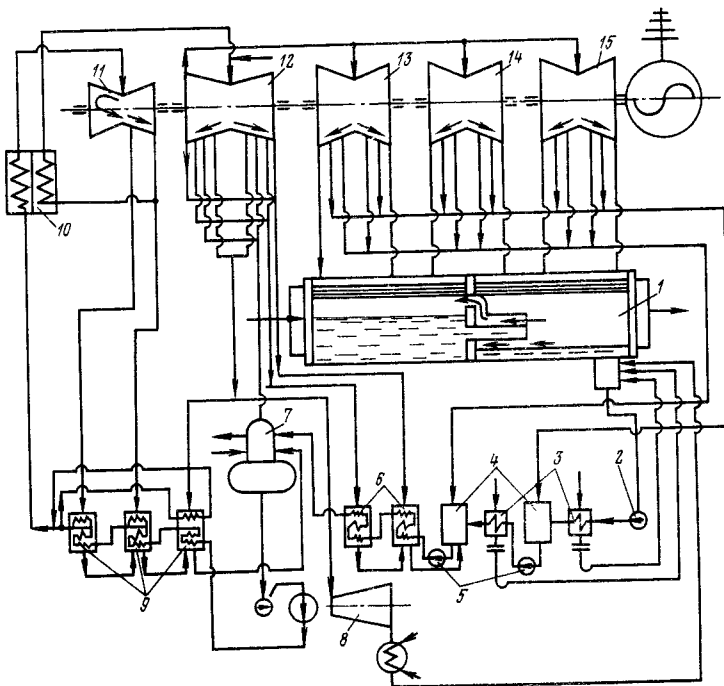


Рис. 6.22. Принципиальная тепловая схема турбоустановки с турбиной К-800-240-5 ЛМЗ:

1 — конденсатор; 2 — конденсатные насосы; 3 — сальниковые подогреватели; 4 — ПНД смешивающего типа; 5 — дренажные насосы; 6 — ПНД; 7 — деаэрактор; 8 — турбопривод; 9 — ПВД; 10 — котел; 11 — ЦВД; 12 — ЦСД; 13, 14, 15 — соответственно ПНД1, ПНД2, ПНД3

Применение масла ОМТИ в системе смазки порождает повышенные требования к масляному баку и всей системе, так как оно существенно дороже органического масла и сильнее насыщается воздухом. По-

этому в масляном баке, вместимость которого составляет 45 м³, кроме обычных сетчатых фильтров, осуществляющих очистку масла от механических примесей, установлены воздухоотделители.

Масло в систему смазки подается тремя электронасосами переменного тока, один из которых является резервным; в системе предусмотрены два аварийных масляных электронасоса постоянного тока. Как обычно, система имеет реле давления, обеспечивающее последовательное включение насосов при падении

давления в напорном маслопроводе и отключение турбины и валоповоротного устройства при падении давления до предельно низкого уровня.

Так же как и в турбине К-300-240 ЛМЗ, в турбине К-800-240 системы регулирования и смазки разобщены, что позволяет использовать различные рабочие жидкости, в частности в системе регулирования — огнестойкое синтетическое масло ОМТИ, а в системе смазки — турбинное масло.

мощность на клеммах генератора, МВт
расход пара через стопорные клапаны ЦВД, кг/с
температура питательной воды, °С
гарантийный удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч)

800	700	600	400
680	586	495	324
274	262,5	251	224
7710	7810	7898	8170

Электрическая часть системы выра-

282

батывает сигналы по частоте вращения, мощности, давлениям свежего пара и пара в промежуточном пароперегревателе. Датчиком частоты вращения служит индуктивный тахогенератор, расположенный на валу турбины в корпусе переднего опорного подшипника. Кроме того, электрическая часть содержит ряд функциональных блоков, улучшающих ее быстродействие, защищающих турбину при падении давления свежего пара и при авариях в энергосистеме.

Сигналы из электрической части вводятся в гидравлическую часть с помощью электрогидравлического преобразователя.

Гидравлическая часть системы регулирования и защиты не имеет принципиальных отличий от аналогичной системы турбины К-300-240 ЛМЗ, рассмотренной выше.

Турбина К-1200-240

Турбина К-1200-240 является самой мощной из выпускаемых ЛМЗ, а с учетом возможной перегрузки до 1380 МВт — самой мощной в мире. Мощность 1200 МВт обеспечивается при номинальных параметрах пара перед турбиной (23,5 МПа и 540 °С), в промежуточном пароперегревателе (540 °С), конденсаторе 3,58 кПа и при дополнительных отборах пара. Максимальная мощность турбины достигается при отключении ПВД.

Турбина работает при частоте вращения 50 1/с.

Источником пара является котел производительностью 4000 т/ч. Тепловая схема турбоустановки аналогична тепловой схеме турбоустановки К-800-240-3 (рис. 6.22).

Регенеративная система состоит из сальникового подогревателя, пяти ПНД, двух параллельно включенных деаэраторов и шести ПВД, включенных в две нитки питательной воды.

Характерной особенностью тепловой схемы является использование

в ней деаэраторов скользящего давления. В схемах, рассмотренных выше, деаэраторы работали на постоянном давлении при любой нагрузке турбины за счет дросселирования отборного пара. Это приводило к снижению экономичности. Кроме того, при уменьшении нагрузки турбины понижалось давление в отборе и возникала необходимость переключения деаэратора на отбор более высокого давления.

Питание деаэраторов турбоустановки К-1200-240 осуществляется паром из второго отбора ЦСД; при изменении нагрузки турбины изменяется давление пара в отборе и в деаэраторе. В соответствии с этим изменяется температура насыщения, до которой производится нагрев питательной воды в деаэраторе. Скольжение по давлению происходит в пределах 0,15—1 МПа.

Приводом трех питательных насосов являются турбины мощностью 15,5 МВт каждая, которые снабжаются паром из первого отбора ЦСД (давление 1,8 МПа, температура 450 °С).

Схема главных паропроводов в значительной степени совпадает со схемой турбины К-800-240 ЛМЗ.

От котла пар подводится четырьмя паропроводами к двум блокам стопорно-регулирующих клапанов, каждый из которых представляет собой стопорный и два регулируемых клапана. Затем четырьмя гибкими паропроводами пар подается в ЦВД.

Все регулирующие клапаны открываются одновременно, т. е. в турбине К-1200-240 в отличие от ранее рассмотренных турбин парораспределение — дроссельное. Оно позволяет иметь более высокий КПД и более надежные лопатки регулирующей ступени на расчетном режиме работы.

Снижение мощности турбины одновременным прикрытием всех регулирующих клапанов неизбежно привело бы не только к значительным потерям, но и к изменению

температуры пара в камере первой ступени (§ 9.7), что вызвало бы температурные напряжения в корпусе и роторе турбины. Поэтому регулирование мощности турбины производится изменением давления перед ней (скольжением давления в пределах 24—12 МПа, см. § 9.3) при постоянной начальной температуре.

Несмотря на применение дроссельного парораспределения во внутреннем корпусе ЦВД оставлены сопловые коробки, число которых сокращено до двух (во всех предыдущих конструкциях ЛМЗ применял четыре сопловые коробки).

Совместное использование этих конструктивных мер и регулирование нагрузкой давлением при сохранении температуры пара перед ЦВД и ЦСД обеспечивает хорошие маневренные качества турбины и даже возможность ее участия в покрытии переменной части графика нагрузки (см. гл. 15).

Конструкция проточной части ЦВД (рис. 6.23) аналогично ЦВД турбин К-300-240 и К-800-240 ЛМЗ выполнена противоточной. Из сопловых коробок пар направляется в четыре ступени левого потока, расположенные во внутреннем корпусе ЦВД, затем поворачивает на 180°, обтекает внутренний корпус и проходит четыре ступени правого потока. Далее четырем паропроводам пар из ЦВД с параметрами 3,9 МПа и 295 °С идет в промежуточный пароперегреватель, откуда возвращается по четырем паропроводам к двум блокам стопорных клапанов, расположенным по сторонам ЦСД. Параметры пара после промежуточного перегрева 3,5 МПа и 540 °С. Пройдя стопорные клапаны, пар по четырем паропроводам направляется к четырем регулирующим клапанам ЦСД, установленным непосредственно на корпусе ЦСД.

ЦСД — двухпоточный, с двойным корпусом (см. рис. 3.37), с восемью ступенями в каждом потоке.

Из выходных патрубков ЦСД пар отводится в две ресиверные трубы

(в турбине К-800-240-3 их было четыре) максимальным диаметром 2 м, расположенные на уровне пола машинного зала. Из ресиверных труб пар поступает в каждый из трех корпусов ЦНД по четырем патрубкам (по одному патрубку в верхней и нижней половинах ЦНД с двух сторон). Каждый поток ЦНД состоит из пяти ступеней. Длина рабочей лопатки последней ступени равна 1200 мм при среднем диаметре 3 м, что обеспечивает суммарную кольцевую площадь выхода пара 67,8 м². Лопатка выполнена из титанового сплава ТС-5.

Конденсатор турбины — одноходовой, секционный, состоит из четырех корпусов, расположенных попарно вдоль турбины. Расчетное давление в конденсаторе поддерживается при расходе охлаждающей воды 108 000 т/ч с температурой 12 °С.

Валопровод турбоагрегата состоит из роторов ЦВД и ЦСД, трех роторов ЦНД и ротора генератора. Каждый из роторов расположен в двух опорных подшипниках. Отдельные роторы соединены жесткими муфтами, полумуфты которых откованы заодно с валами. Второй опорный подшипник (между ЦВД и муфтой ЦВД—ЦСД) объединен с упорным подшипником.

Валоповоротное устройство, вращающее ротор турбины с частотой 30 1/мин, расположено на крышке корпуса подшипника между ЦСД и ЦНД.

Подшипники турбины имеют гидростатические подъемные устройства (см. § 3.6).

Роторы ЦВД и ЦСД — цельнокованные. Традиционно используемые ЛМЗ Т-образные хвостовики рабочих лопаток ЦВД и ЦСД оказались недостаточно прочными для столь больших мощностей, поэтому используется облопачивание с вильчатыми хвостовиками. Рабочие лопатки выполняются цельнофрезерованными с бандажными полками. Объединение лопаток в пакеты производится

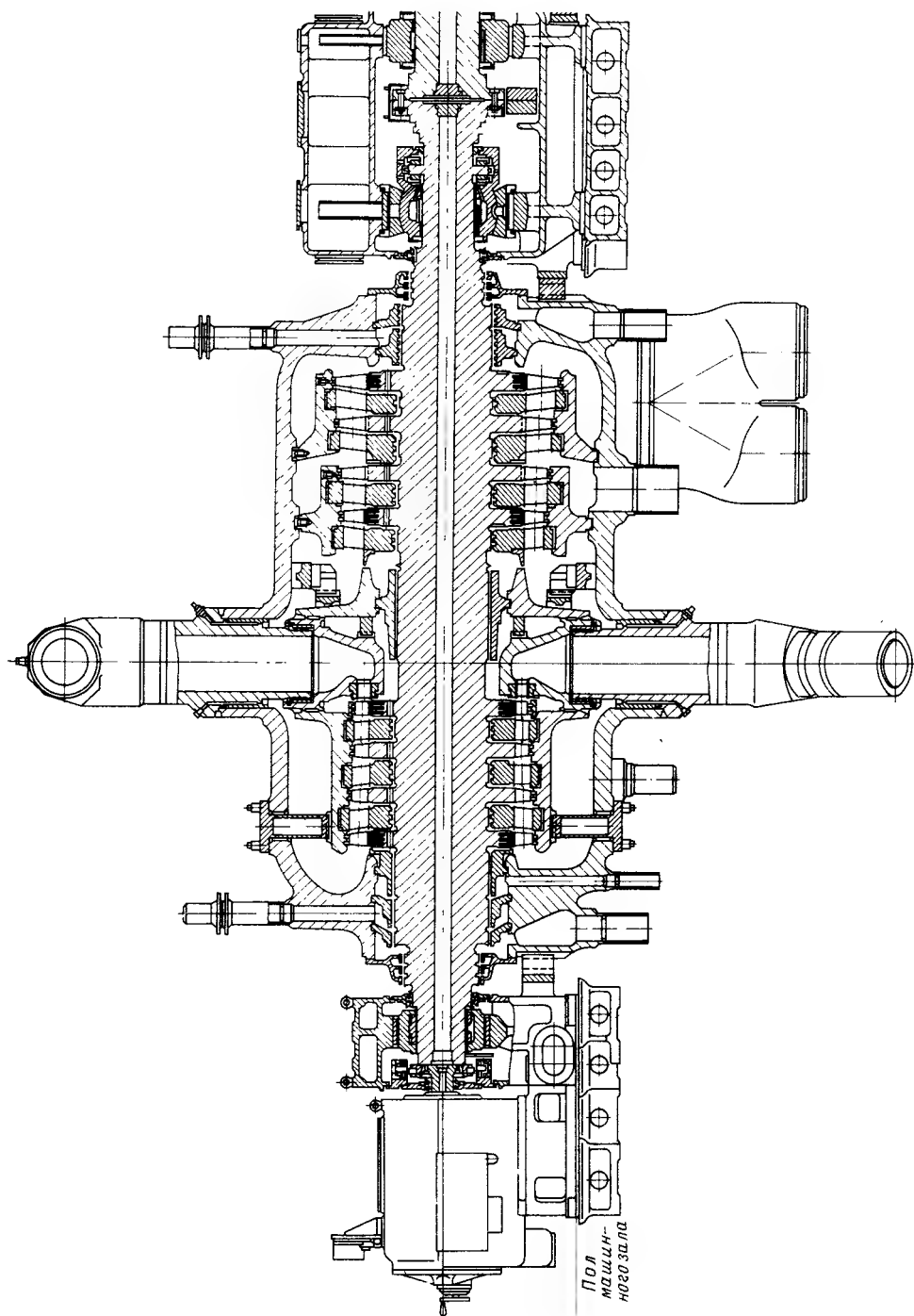
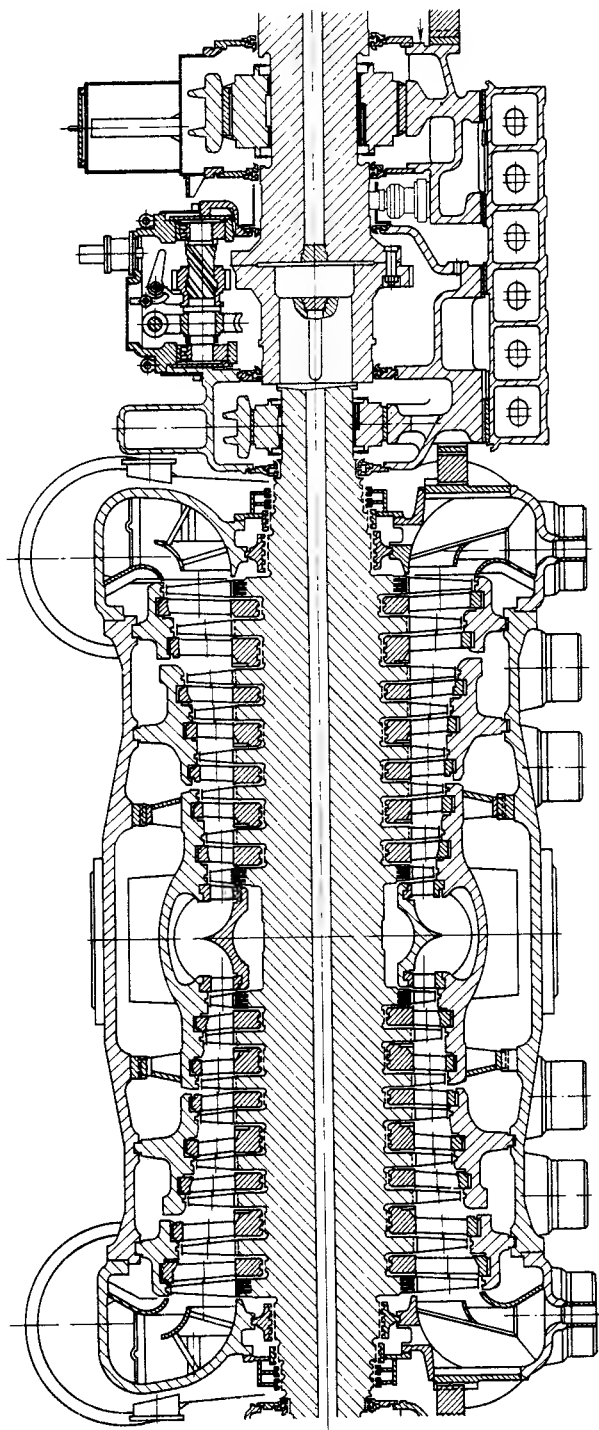
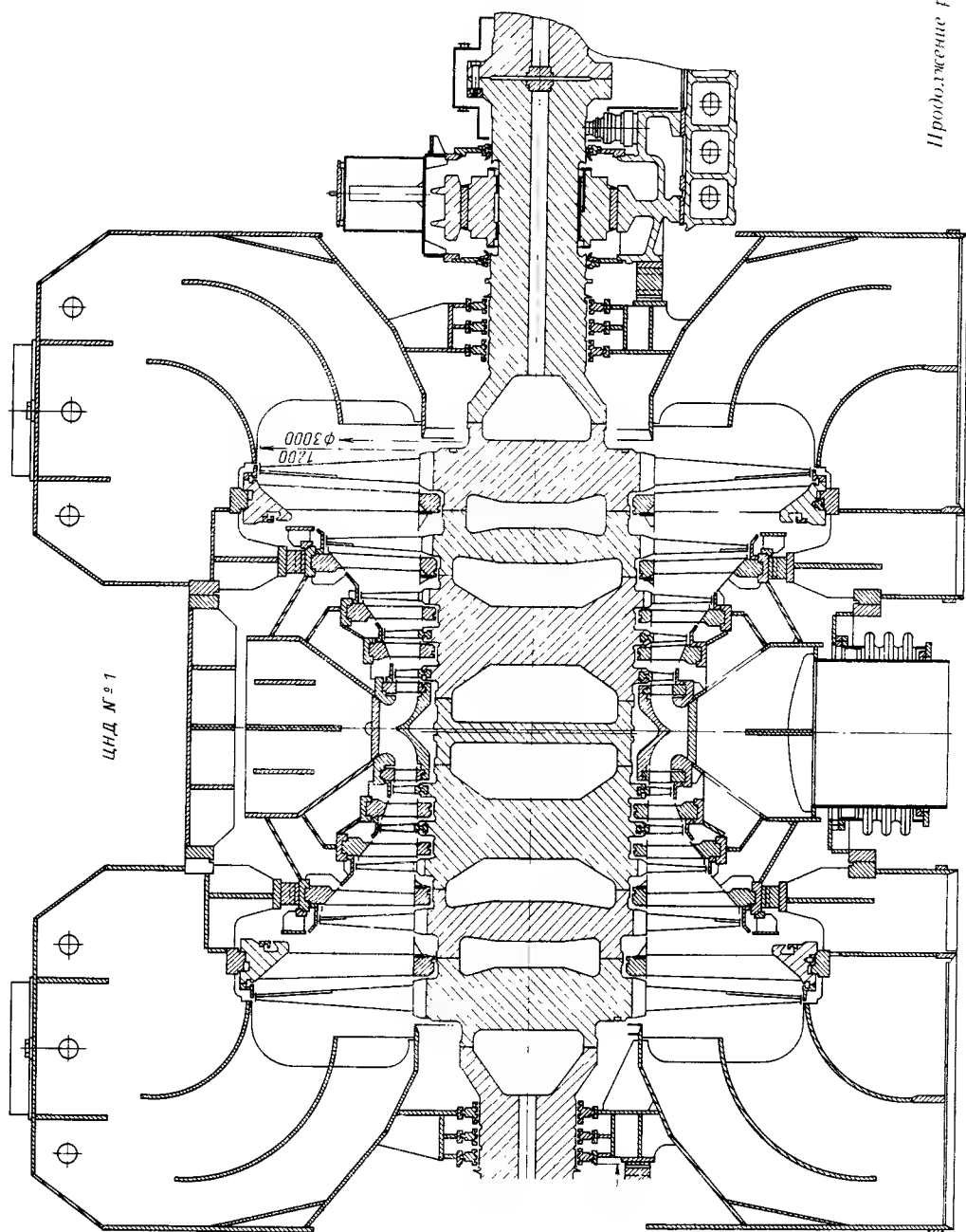


Рис. 6.23. Турбина К-1200-240 ЛМЗ (показан только один из трех ЦНД)



Продолжение рис. 6.23



электронной сваркой. Роторы ЦНД — сварно-кованные.

Корпуса ЦВД и ЦСД конструктивно выполнены так же, как и в турбине К-800-240-3.

Основное отличие корпуса ЦНД от ранее рассмотренных конструкций ЦНД состоит в размещении опор. В традиционной конструкции ЦНД внешний корпус опирается на фундамент, а в его выходные патрубки встроены корпуса подшипников (см. рис. 3.13), в которые уложены вкладыши. При этом силы, действующие на корпус турбины (атмосферное давление, вес конденсатора), вызывают его деформацию, которая в свою очередь приводит к деформации опор и вибрации турбоагрегата. Эти силы становятся особенно значительными при большом числе корпусов.

сов подшипников. Все ЦНД опираются непосредственно на фундаментные плиты. Турбина имеет четыре фиксункта. Первый фиксункт расположен на фундаментной раме подшипника между ЦВД и ЦСД; от этого фиксункта происходит расширение корпусов ЦВД и переднего подшипника влево, а корпусов ЦСД и его правого подшипника — вправо. Остальные фиксункты расположены на передних поперечных рамах всех трех ЦНД. Все корпуса подшипников роторов ЦНД также закреплены на фундаментных рамах поперечными шпонками от продольных смещений.

Длина турбины без генератора 47,9 м, с генератором 71,8 м.

При номинальных параметрах пара завод гарантирует следующие показатели:

мощность на клеммах генератора, МВт	1200	1000	800	600
расход пара через стопорные клапаны, кг/с	933,3	834,4	657,8	497,2
температура питательной воды, °С	274	260	245	228
гарантийный удельный расход теплоты, кДж (кВт·ч)	7655	7793	7940	8145

В турбине К-1200-240 корпус ЦНД по-прежнему устанавливается на фундамент (рис. 6.23), однако подшипники ЦНД выполнены выносными, опирающимися на фундамент, и не имеют силовой связи с корпусом ЦНД. В такой конструкции деформация корпуса не приводит к деформациям опор.

Схема тепловых расширений турбины показана на рис. 6.24. Корпуса ЦВД и ЦСД опираются посредством лап на приливы корпу-

Системы смазки и регулирования турбины К-1200-240 не имеют принципиальных отличий от аналогичных систем турбины К-800-240 ЛМЗ.

Турбина К-500-240-4

Эта турбина была спроектирована после турбин, рассмотренных выше, поэтому она вобрала в себя все конструктивные решения, заложенные при проектировании и прове-

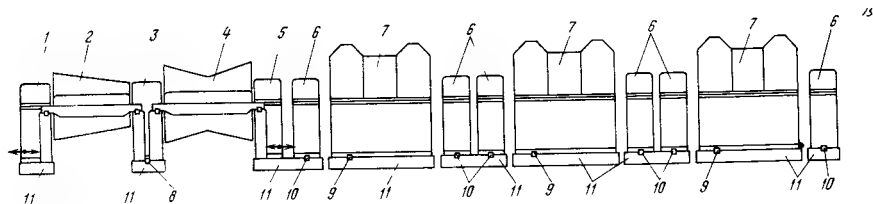


Рис. 6.24. Схема тепловых расширений турбины К-1200-240 ЛМЗ (ротор турбины не показан):

1 — передний подшипник; 2 — ЦВД; 3 — средний подшипник; 4 — ЦСД; 5 — подшипник между ЦСД и ЦНД; 6 — подшипники роторов ЦНД; 7 — ЦНД; 8 — фиксункт ЦВД — ЦСД; 9 — фиксункты ЦНД; 10 — фиксункты подшипников; 11 — фундаментные рамы

ренные опытом эксплуатации турбин К-300-240, К-800-240, К-1200-240 и К-500-166, выпущенных в большом количестве на экспорт. Турбина предназначена для установки в первую очередь на крупных ГРЭС Экибастузского топливно-энергетического комплекса.

Турбина К-500-240-4 номинальной мощностью 525 МВт изготовлена на параметры свежего пара 23,5 МПа и 540 °С, с промежуточным перегревом до 540 °С, со средним давлением в конденсаторе 3,5 кПа. Частота вращения 50 1/с (см. табл. 6.2). Принципиальная тепловая схема турбоустановки показана на рис. 6.25. В значительной степени она аналогична тепловой схеме турбины К-800-240-5.

Отработавший в турбине пар из двух ЦНД поступает в два параллельных двухсекционных продольных конденсатора. При номинальной мощности и расходе охлаждающей воды 51 480 м³/ч с температурой

12 °С в первой (по ходу воды) секции давление составляет 3,16 кПа, во второй — 3,96 кПа. Конденсат из первой секции за счет разности уровней направляется во вторую секцию, где температура выше. Здесь он частично подогревается и конденсатными насосами I ступени через сальниковый подогреватель направляется в систему регенерации низкого давления, состоящую из двух ПНД смешивающего и двух ПНД поверхностного типа. После дополнительного подогрева в деаэраторах питательная вода поступает к двум питательным насосам, приводимых турбинами типа К-17-15П КТЗ (см. гл. 8). Приводная турбина питается от отбора ЦСД главной турбины паром с параметрами 1,187 МПа и 383 °С. Система регенерации высокого давления включает три ПВД. Турбина состоит (рис. 6.26) из ЦВД, ЦСД и двух ЦНД.

Пар от котла подводится по

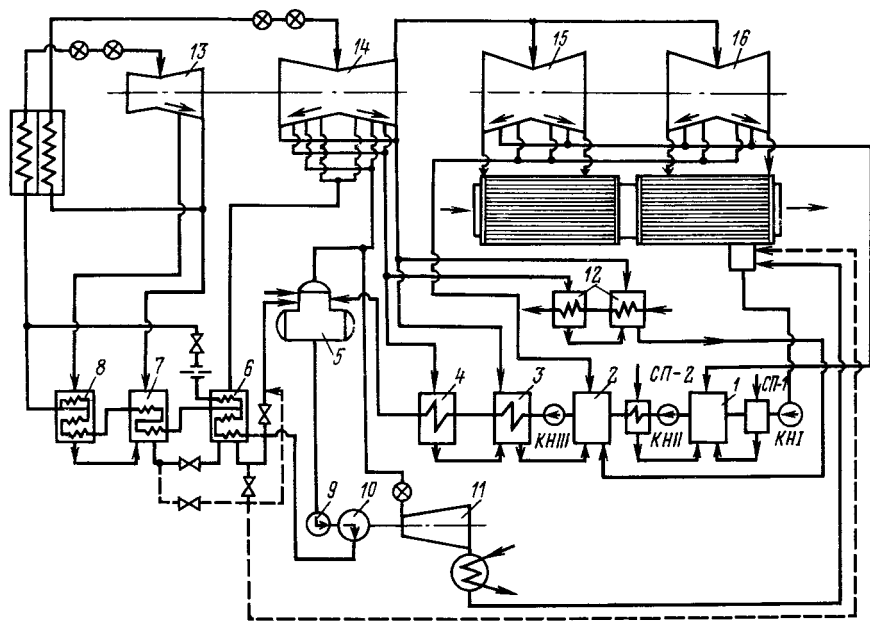


Рис. 6.25. Принципиальная тепловая схема турбоустановки с турбиной К-500-240-4:

1, 2 — смешивающие ПНД; 3, 4 — поверхностные ПНД; 5 — деаэратор; 6—8 — поверхностные ПВД; 9, 10 — бустерный и питательный насосы; 11 — турбопривод; 12 — бойлеры теплофикационной установки; 13 — ЦВД; 14 — ЦСД; 15, 16 — соответственно ЦНД1, ЦНД2

двум паропроводам диаметром 377×77 мм к двум блокам стопорно-регулирующих клапанов, аналогичным показанным на рис. 4.31 и установленным рядом с турбиной. От каждого регулирующего клапана пар по трубе диаметром 325×60 мм направляется к штуцерам сопловых коробок ЦВД.

Цилиндр высокого давления — противоточной конструкции, аналогичной ЦВД турбин К-800-240-5 и К-300-240. Проточная часть ЦВД состоит из одновенечной регулирующей ступени, пяти ступеней, расположенных во внутреннем корпусе, и шести ступеней, расположенных в наружном корпусе. Особые меры приняты для уплотнения проточной части турбины с одновременным снижением паровых циркуляционных сил (см. гл. 10), вызывающих низкочастотную вибрацию турбоагрегата. Мощность ЦВД при номинальной нагрузке составляет 165 МВт.

Пар покидает ЦВД с параметрами 4,248 МПа и 299°C и по двум паропроводам диаметром 630×17 мм направляется в котел на промежуточный перегрев. Из котла по двум паропроводам диаметром 720×25 мм с параметрами 3,67 МПа и 540°C пар поступает к двум стопорным клапанам ЦСД, установленным по боковым сторонам ЦСД, и от них — к коробкам четырех регулирующих клапанов, установленных непосредственно на корпусе ЦСД.

Конструкция ЦСД аналогична конструкции ЦСД турбины К-800-240, проточная часть состоит из двух потоков с одинаковой ступенями в каждом, мощностью ЦСД 230 МВт. Пар с параметрами 0,263 МПа и 203°C отводится из ЦСД по четырем патрубкам диаметром 910×8 мм, расположенным симметрично относительно плоскости разъема турбины. Затем трубы, расположенные с каждой из сторон, объединяются парно в две трубы диаметром 1700 мм, расположенные ниже разъема и подающие пар в ЦНД. Такая

конструкция упрощает вскрытие турбины при ремонте.

Цилиндры низкого давления турбин К-500-240-4 и К-800-240-5 полностью унифицированы.

Противоточная конструкция ЦВД и симметричные двухпоточные конструкции остальных цилиндров обеспечивают очень малое осевое усилие, воспринимаемое упорным подшипником, совмещенным с третьим опорным подшипником.

Каждый из роторов лежит в двух опорных подшипниках. Опорные подшипники ротора ЦВД — сегментные, шестиколодочные.

Турбина имеет два фиксункта. Первый фиксункт располагается на пересечении оси продольных шпонок, установленных на задней поперечной раме первого по ходу пара ЦНД. Таким образом, первый ЦНД, ЦСД и ЦВД при прогреве расширяются в сторону переднего подшипника. Для облегчения перемещения корпусов подшипников по фундаментным рамам на них наклеивается фторлон — материал, обладающий низким коэффициентом трения; кроме того, под наиболее нагруженными лапами ЦВД и ЦСД устанавливают специальные разгружающие амортизаторы (см. § 11.10), уменьшающие силу нормального давления корпусов подшипников и облегчающие их перемещение по фундаментным рамам. Второй фиксункт образуется поперечными шпонками, расположенными на задней поперечной фундаментной раме второго ЦНД.

Таким образом, оба ЦНД практически не перемещаются, что облегчает их соединение с корпусами конденсаторов.

Турбина имеет электрогидравлическую систему регулирования и систему защиты, аналогичные системам турбин К-800-240 и К-300-240 ЛМЗ. Обе системы могут работать как на огнестойком масле ОМТИ, так и на турбинном минеральном масле.

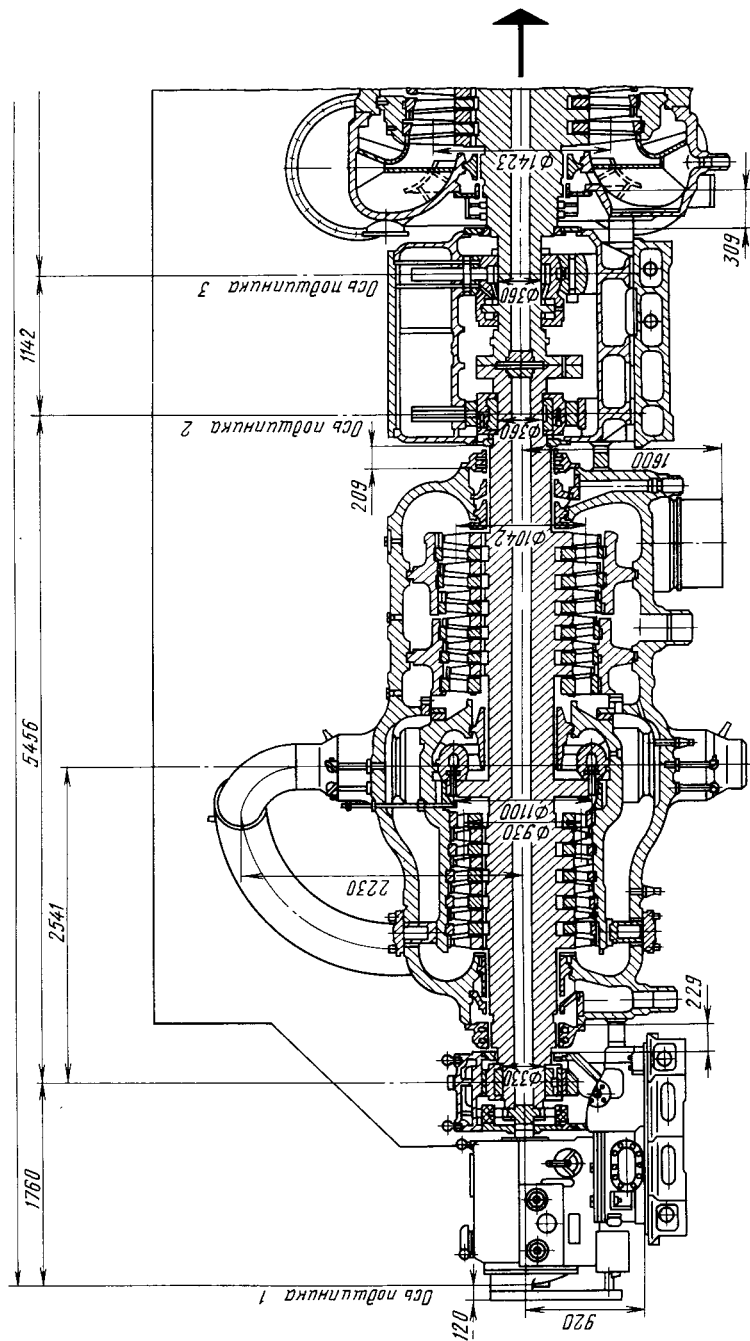
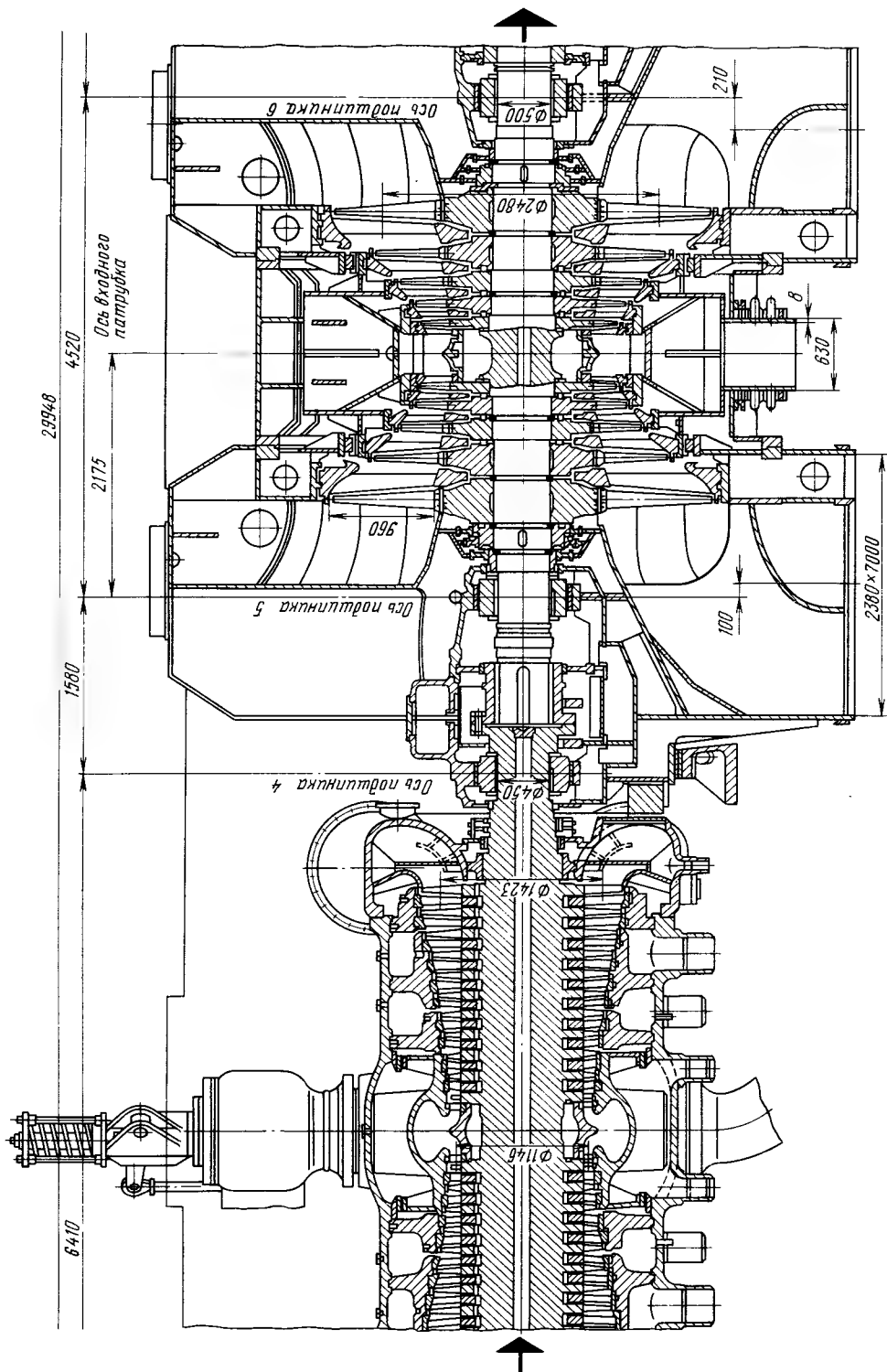
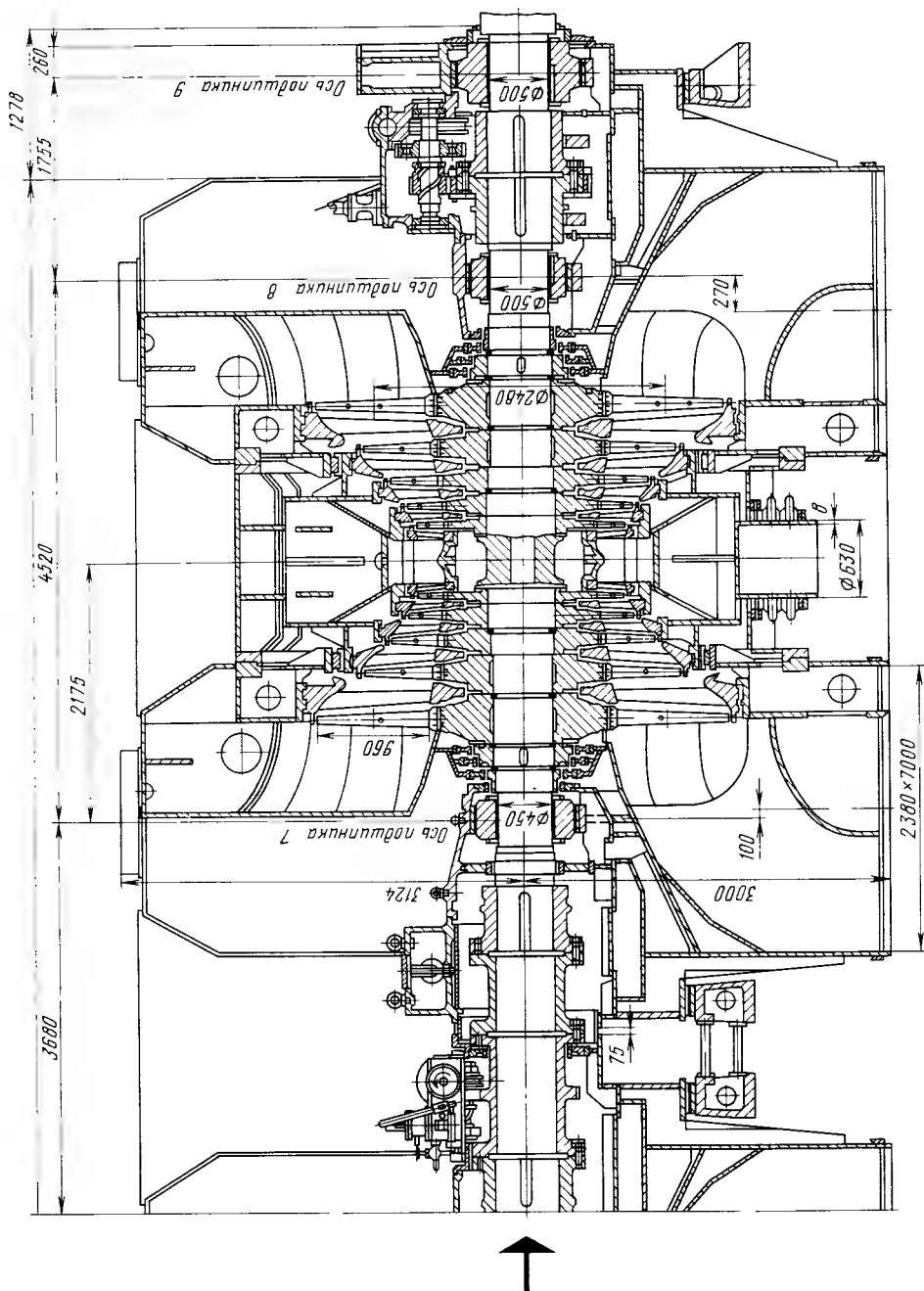


Рис. 6.26. Турбина К-500-240-4 ЛМЗ



Продолжение рис. 6.26



Подолжение рис.. 6.26

Турбина К-1000-60/3000

Турбина выпущена в 1984 г. и предназначена для работы на двух-контурных АЭС в моноблоке с водяным реактором ВВЭР-1000. Параметры свежего пара: давление 5,89 МПа, влажность 0,5 %; давление в конденсаторе при температуре охлаждающей воды 20 °С составляет 4,3—5,5 кПа. Частота вращения 50 1/с. Остальные параметры см. в табл. 6.2. Турбина выполнена с дроссельным парораспределением.

Тепловая схема турбоустановки представлена на рис. 6.27.

Пар из парогенераторов по четырем паропроводам диаметром 600 мм подводится к четырем блокам клапанов. Каждый из блоков (рис. 6.28, б) состоит из стопорного и регулирующего клапанов. Стопорный клапан выполнен в виде поворотной заслонки с приводом от масляного сервомотора; в открытом состоянии тарелка клапана раз-

мещается в специальном гнезде и мало нарушает геометрию сечения паропровода, что обеспечивает малые потери давления в клапане. Регулирующий клапан с диаметром седла 460 мм выполнен с внутренней разгрузкой и имеет традиционную конструкцию. Коробки клапанов имеют фланцы и заглушки, присоединяемые болтами, что обеспечивает легкий доступ для ремонта и замены изношенных влажным паром деталей клапанов.

Блоки клапанов установлены рядом с турбиной (рис. 6.28, а). Четыре паропровода, идущие от них, попарно объединяются (см. рис. 6.28, в) для подачи пара в ЦВД через два штуцера диаметром 700 мм, расположенные в нижней половине корпуса ЦВД. Это не требует отсоединения перепускных труб от турбины перед вскрытием ЦВД.

Поступив в двухпоточный ЦВД (см. рис. 6.27), пар расширяется до давления 0,58 МПа и влажно-

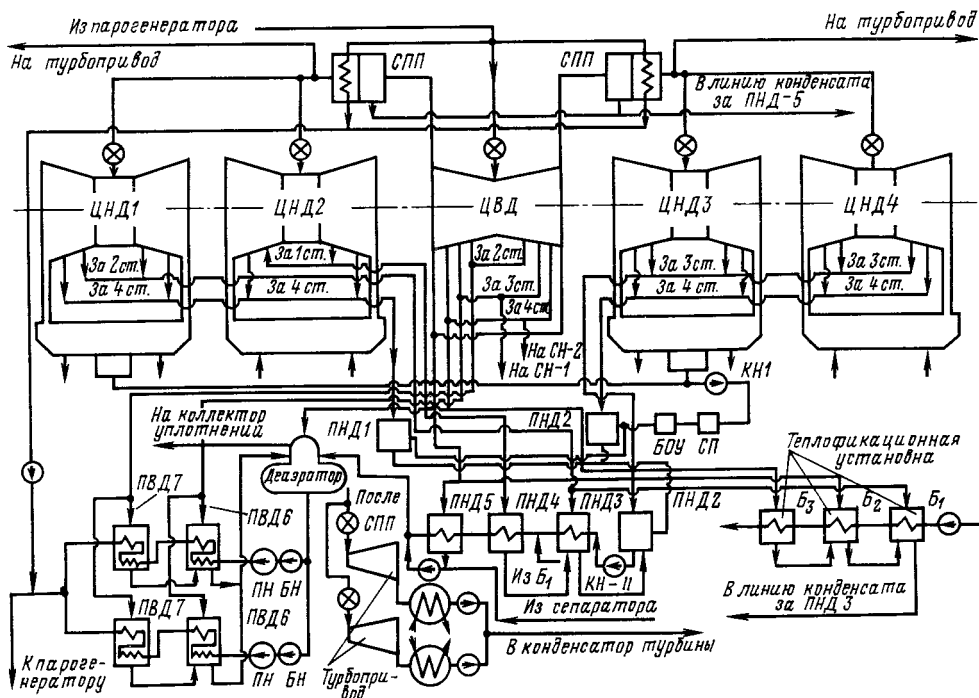


Рис. 6.27. Тепловая схема турбоустановки с турбиной К-1000-60/3000 ЛМЗ

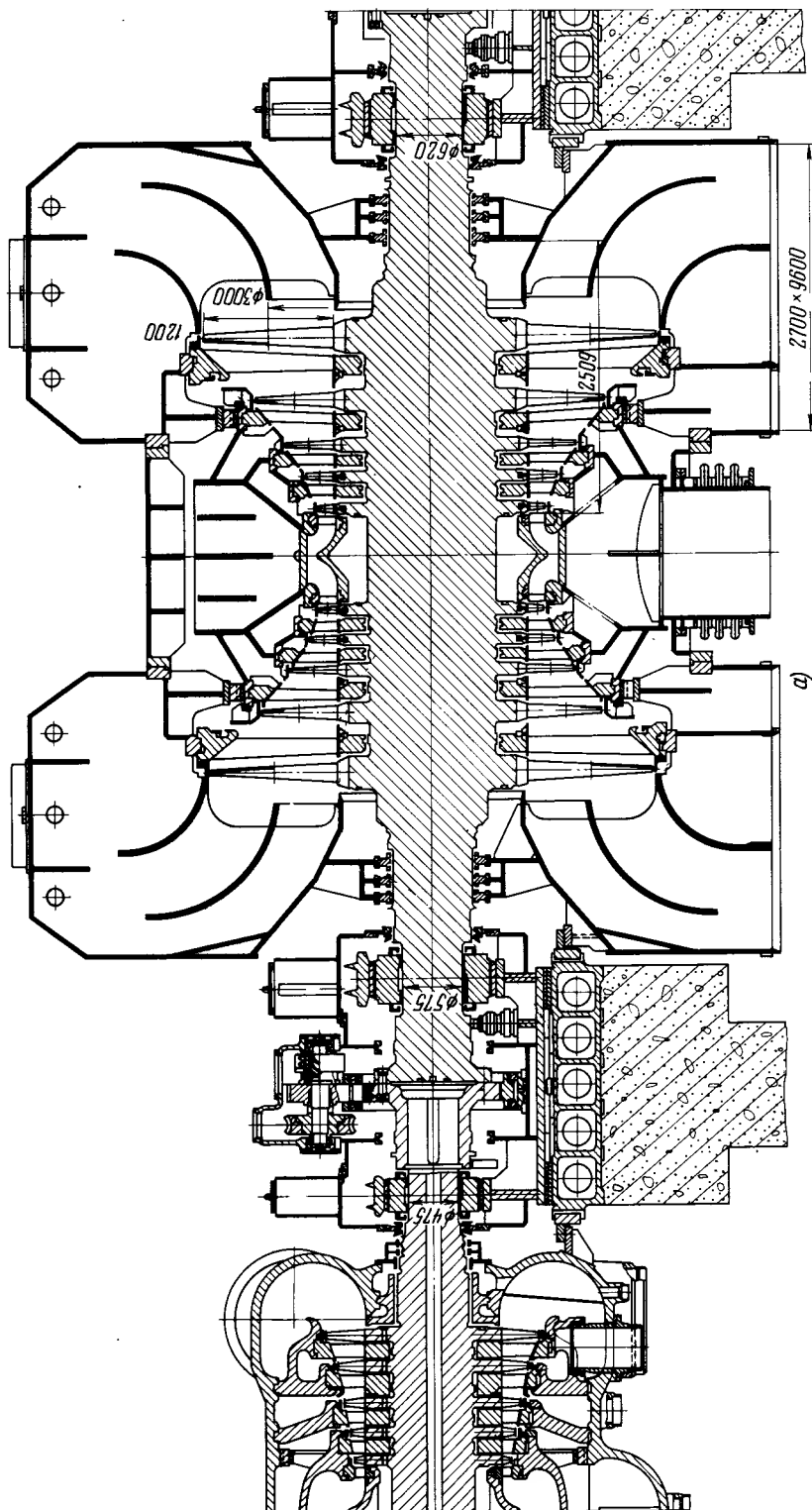
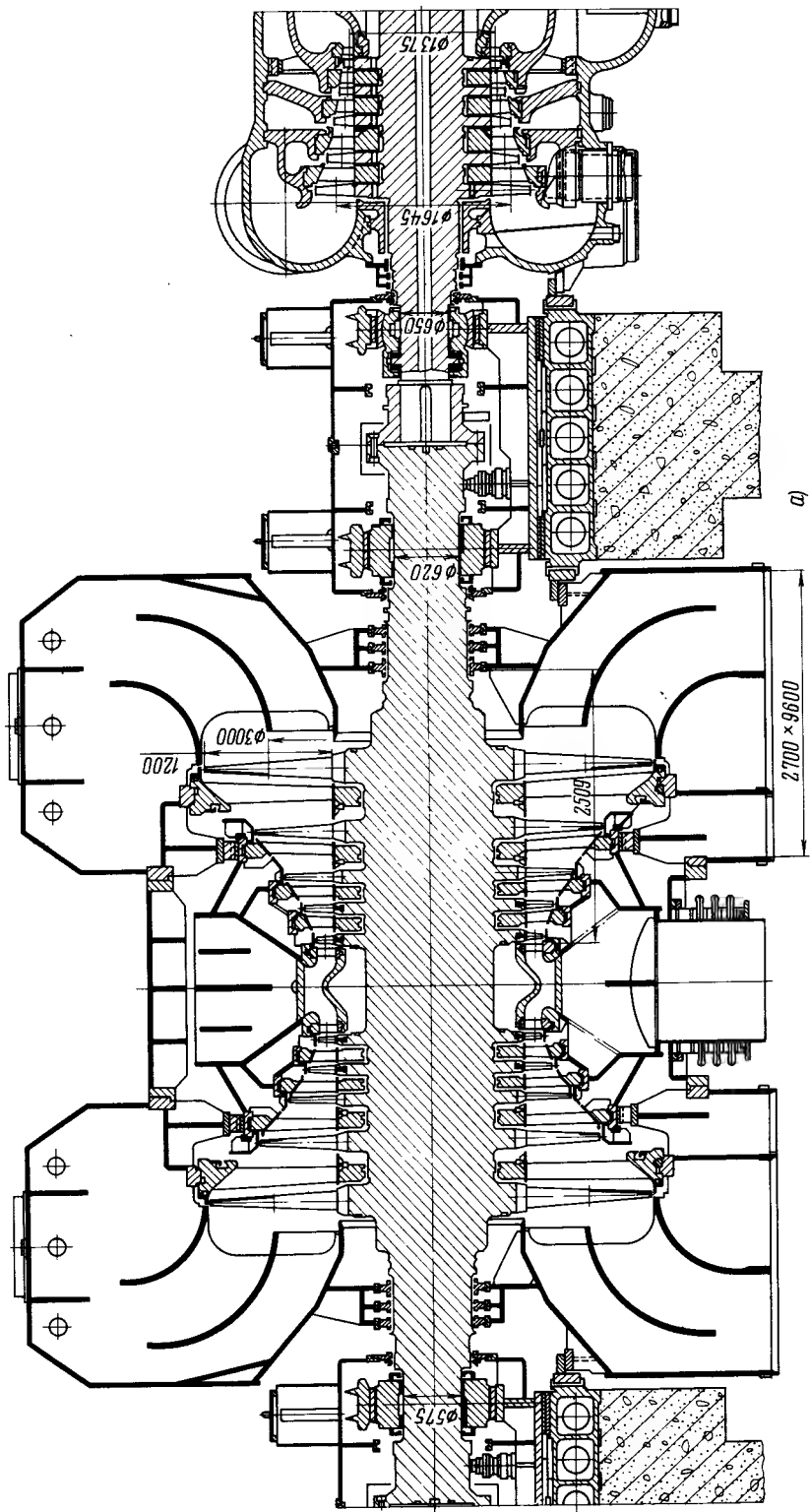


Рис. 6.28



Продолжение рис. 6.28

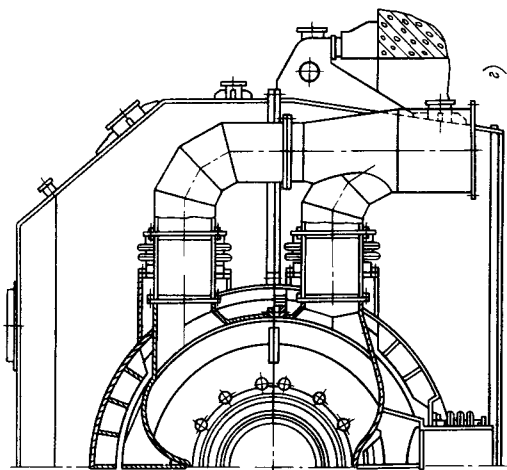
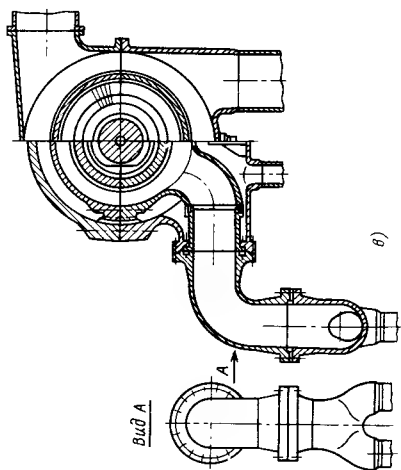
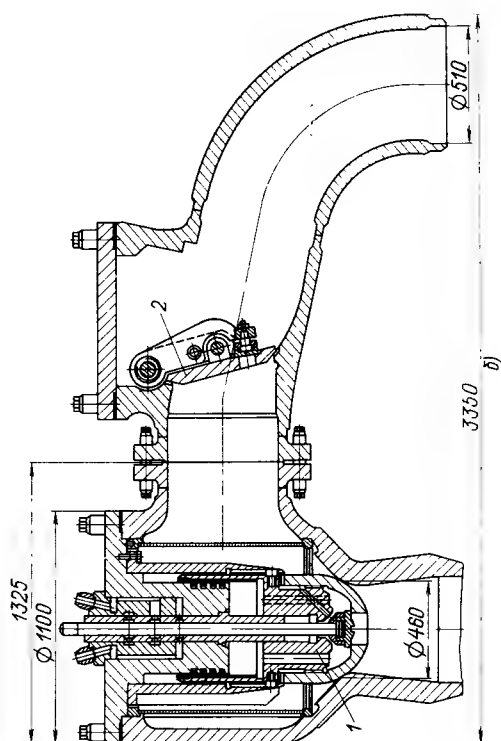


Рис. 6.28. Турбина К-1000-60/3000 ЛМЗ (показаны только два ЦНД из четырех):

a — продольный разрез; *б* — блок клапанов ЦВД; *1* и *2* соответственно регулирующий и стопорный клапаны; *в* — поперечные разрезы по паровпуску (слева) и выходу пара (справа) из ЦВД; *г* — то же по паровпуску ЦНД

сти 14,4 %. Для обеспечения малых скоростей и тем самым для уменьшения эрозионного износа отвод пара из ЦВД и СПП осуществляется по четырем (см. рис. 6.28, в) патрубкам диаметром 1000 мм. В турбоустановке использовано четыре СПП, установленных по два с каждой стороны турбины. В СПП сначала сепарируется влага, а затем происходит одноступенчатый перегрев свежим паром до температуры 250 °С при давлении 0,51 МПа. Непосредственно на крышках СПП установлены стопорные поворотные заслонки и регулирующие клапаны, имеющие индивидуальный сервомоторный привод. Клапаны обеспечивают защиту турбины от разгона при аварийных режимах с отключением генератора от сети.

К каждому из ЦНД пар подводится по двум трубам диаметром 1,2 м (см. рис. 6.28, г), которые раздваиваются на два коротких патрубка диаметром 850 мм, подводящие пар в верхние и нижние половины ЦНД.

Пар из каждой пары ЦНД (1 и 2 или 3 и 4 — см. рис. 6.27) поступает в группу конденсаторов, состоящую из двух конденсаторов. Расположение конденсаторов — поперечное к оси турбины. Каждый из конденсаторов присоединен сваркой к своему ЦНД и установлен на пружинных опорах. Охлаждающая вода проходит последовательно через группу конденсаторов, и таким образом реализуется ступенчатая конденсация пара, при которой в конденсаторе с «холодной» водой давление при температуре охлаждающей воды 20 °С составляет 4,3 кПа, а в конденсаторе с нагретой охлаждающей водой — 5,5 кПа.

Из конденсаторов насосы I ступени подают конденсат (см. рис. 6.27) через сальниковые подогреватели, БОУ и ПНД1 смешивающего типа в ПНД2 также смешивающего типа. Для перекачки конденсата через ПНД3, ПНД4 и ПНД5 поверхностного типа в деаэратор

с давлением 0,9 МПа используются конденсатные насосы II ступени.

Подача питательной воды в парогенераторы осуществляется через ПВД6 и ПВД7 двумя питательными насосами с конденсационным турбоприводом, питаемым паром после СПП.

Важной особенностью тепловой схемы является использование теплоты сепарата, подаваемого в линию конденсата за ПНД5, и теплоты конденсата свежего пара, образующегося в пароперегревательной части СПП; этот конденсат специальным насосом закачивается в линию питательной воды перед парогенераторами.

Собственно турбина (рис. 6.28, а) состоит из ЦВД и четырех ЦНД, расположенных попарно слева и справа от ЦВД.

Валопровод турбины состоит из ротора ЦВД, четырех роторов ЦНД и ротора электрического генератора. Каждый из роторов уложен в два опорных подшипника; вкладыши всех подшипников — сегментные. Отдельные роторы соединены жесткими муфтами. Упорный подшипник, совмещенный с опорной частью в одном вкладыше, расположен между ЦВД и ЦНД2.

Цилиндр высокого давления выполнен двухпоточным. Каждый из потоков состоит из пяти ступеней. Корневой диаметр всех ступеней одинаков и равен 1275 мм; высота рабочей лопатки первой ступени 100 мм, последней — 370 мм.

Ротор ЦВД выполнен цельнокованным из хорошо освоенной стали Р2МА. Его полумуфты выполнены заодно с валом. Корпус ЦВД — двойной. Внутренний корпус охватывает две первые ступени обоих потоков. Он устанавливается в наружном корпусе обычным образом с помощью системы шпонок, обеспечивающих свободное, но вполне определенное тепловое расширение относительно наружного корпуса. Подвод пара во внутренний корпус через стенку наружного выполнен с по-

мощью соединения телескопического типа (рис. 6.28, в), достаточно плотного, но не препятствующего взаимному тепловому перемещению внутреннего и наружного корпусов.

Диафрагмы третьей, четвертой и пятой ступеней установлены по одной в обоймах, а последние — в наружном корпусе ЦВД. Это позволяет после каждой ступени, начиная со второй, организовать отборы пара, вместе с которыми удается отвести и значительную часть образующейся воды.

Оба корпуса ЦВД выполнены из нержавеющей стали.

Приняты и другие меры по снижению износа ЦВД протекающим плотным влажным паром. Вильчатые хвостовики рабочих лопаток закрывают обод диска (рис. 6.29, а), который выполнен из слаболегированной стали, хуже сопротивляющейся эрозионному износу, чем нержавеющие стали. Кроме того, бандажи выполнены заодно с рабочей частью лопаток с наклоненной по ходу пара внутренней поверхностью, способствующей за счет центробежных сил отводу влаги в улавливающие камеры; сами рабочие лопатки электронным лучом свариваются в пакеты из четырех-пяти лопаток по бандажам и хвостовикам, что повышает их вибрационную надежность (см. гл. 10). Для этой же цели в бандажных полках рабочих лопаток последних ступеней установлена спе-

циальная демпферная связь (см. рис. 6.29, б). Проточная часть ЦНД полностью унифицирована с проточной частью ЦНД турбины К-1200-240. В частности, для работы при глубоком вакууме предусматривается использование рабочей лопатки из титанового сплава длиной 1200 мм при $d/l=2,5$.

Однако в отличие от ЦНД турбины К-1200-240 для ротора использована не сварная, а цельнокованная конструкция без центрального сверления (рис. 6.30). Обладая прочностью сварного ротора, цельнокованный ротор требует существенно меньших расхода металла (примерно в 2 раза) и времени изготовления (примерно в 4—6 раз).

Схема тепловых расширений турбины на фундаменте показана на рис. 6.31. Корпуса подшипников 1 ЦНД и 2 ЦВД с помощью продольных шпонок, не указанных на рисунке, и поперечных шпонок 7 «фиксируются» на фундаментных рамах 5. Аналогичным образом с помощью поперечных шпонок 9 фиксируются ЦНД, устанавливаемые своими опорными поясами на узкие фундаментные рамы 6. Цилиндр высокого давления подвешивается к корпусам подшипников 2 с помощью лап. Одна из лап посредством поперечной шпонки 3 фиксирует корпус ЦВД относительно корпуса подшипника. Вторая лапа 4 скользит по своей опоре свободно. Тем самым обеспечиваются относительно малые тепловые перемещения всех цилиндров турбины. Вертикальные плоскости всех цилиндров и корпусов подшипников совмещаются с помощью вертикальных шпонок 8.

Системы смазки и регулирования разобщены, и в них могут использоваться как разные, так и одинаковые масла. Масло в систему смазки подшипников турбины и генератора подается из масляного бака емкостью 47 м³ четырьмя электронасосами, один из которых — резервный. В системе используется четыре маслоохладителя.

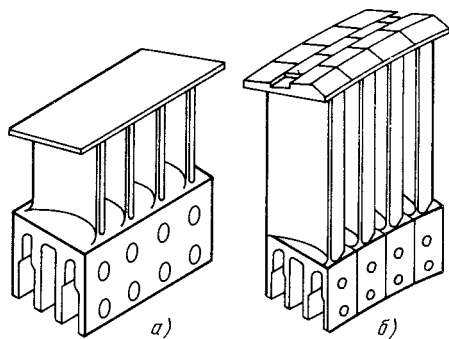


Рис. 6.29. Пакеты рабочих лопаток первых (а) и последних (б) ступеней ЦВД турбины К-1000-60/3000 ЛМЗ

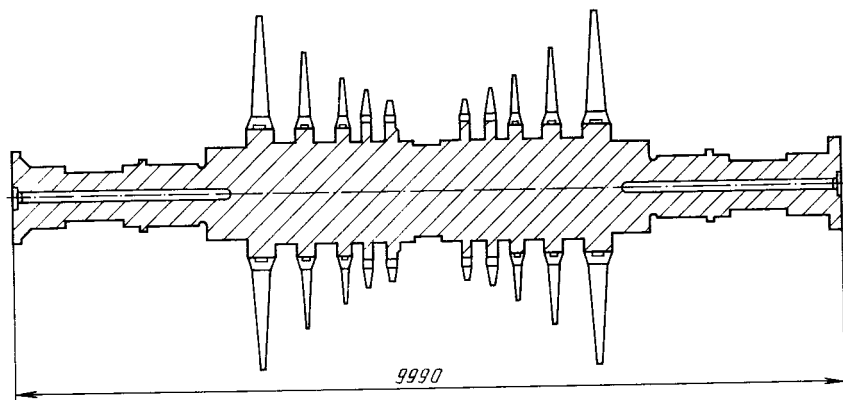


Рис. 6.30. Цельнокованный ротор ЦНД турбины К-1000-60/3000 ЛМЗ

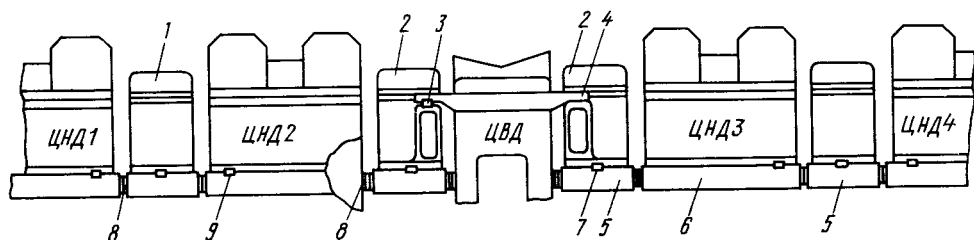


Рис. 6.31. Схема тепловых расширений турбины К-1000-60/3000 ЛМЗ

Турбина снабжена электрогидравлической системой регулирования и защиты, не имеющей принципиальных отличий от этих систем турбины К-300-240. Исполнительная часть системы — гидравлическая, включает четыре сервомотора для привода стопорных заслонок и регулирующих клапанов ЦВД и ЦНД, а также сервомоторы сбросных клапанов и регулирующего клапана греющего пара СПП, обеспечивающего постоянство температуры пара за СПП. Исполнительная часть системы работает под воздействием датчиков через электрические и гидравлические усилители.

6.3. ТУРБИНЫ ХАРЬКОВСКОГО ТУРБИНОГО ЗАВОДА

Краткий очерк создания конденсационных турбин на ХТЗ

Завод построен в 1934 г. и в довоенные годы он производил тихоходные турбины мощностью 50 МВт

по типу турбин американской фирмы «Дженерал электрик». В 1938 г. заводом была разработана паровая турбина мощностью 100 МВт на частоту вращения 25 1/с.

В 1957 г. завод выпускает двухцилиндровую конденсационную турбину мощностью 100 МВт на начальные параметры 8,8 МПа и 535 °С. Спустя год он строит первую турбину с промежуточным перегревом пара мощностью 150 МВт на начальное давление 12,75 МПа и температуру пара перед турбиной и после промперегрева 565 °С. В 1960 г. ХТЗ создает турбину мощностью 300 МВт на сверхкритические начальные параметры пара (23,5 МПа и 560 °С) с промежуточным перегревом до 565 °С. В 1964 г. заводом была построена турбина мощностью 500 МВт на начальные параметры 23,5 МПа и 540 °С и температуру промперегрева 540 °С.

ХТЗ — первый из наших заводов, который начал строить турбины, работающие на насыщенном паре.

Таблица 6.3. Технические характеристики конденсационных турбин ХТЗ

Характеристика	Турбина						
	К-500-240-2	К-300-240	К-160-130	К-1000-60/1500-1	К-1000-60/1500-2	К-750-65/3000	К-500-65/3000
Мощность номинальная, МВт	500	300	160	1100	1114	808	547
Частота вращения, 1/с	50	50	50	25	25	50	50
Параметры свежего пара:							
давление, МПа	23,5	23,5	12,8	5,88	5,88	6,37	6,45
температура, °С	540	560	565	274,3	274,3	280	280,4
Параметры пара после промежуточного перегрева:							
давление, МПа	3,65	3,53	2,8	1,12	1,14	0,49	0,29
температура, °С	540	565	565	250	250	263	263
Число оборотов пара для регенерации	9	9	7	7	7	5	7
Температура питательной воды, °С	265	265	229	223	220	190	168
Номинальная температура охлаждающей воды, °С	12	12	12	15	15	15	12
Давление в конденсаторе, кПа	3,50	3,43	3,43	3,7 - 4,5	3,7	4,4	3,9
Расход охлаждающей воды через конденсаторы, 10 ³ ·м ³ /ч	2×25,74	34,805	20,812	159,92	169,8	122,6	4×20,72

Характеристика	Турбина							
	К-500-240-2	К-300-240	К-160-130	К-1000-60/1500-1	К-1000-60/1500-2	К-750-65/3000	К-500-65/3000	К-220-44-3
Максимальный расход свежего пара, кг/с	458	264	143	1761	1761	—	798	395
Конструктивная схема турбины	1ЦВД + + 1ЦСД + + 2ЦНД	1ЦВД + + 1ЦСНД + + 1ЦНД	1ЦВСД + + 1ЦНД + + 1ЦНД	1ЦВД + + 1ЦСД + + 3ЦНД	1ЦВД + + 3ЦНД	1ЦВД + + 4ЦНД	1ЦВД + + 4ЦНД	1ЦВД + + 2ЦНД
Конструктивная схема проточной части:								
ЦВД	1 × 10	1 × 11	1 × 7 + 1 × 8	1 × 7	2 × 7	2 × 6	2 × 5	1р + 5
ЦСД	1 × 11	1 × 12 + 1 × 5	—	2 × 4	—	—	—	—
ЦНД	2 × 5	2 × 6	2 × 6	2 × 5	2 × 7	2 × 5	2 × 5	2 × 5
Число выходов пара	4	3	2	6	6	8	8	4
Длина рабочей лопатки последней ступени, м	1,03/1,05	1,05	0,78	1,45	1,45	1,03	0,852	1,03
Средний диаметр последней ступени, м	2,52	2,55	2,125	4,15	4,15	2,53	2,352	2,53
Длина турбины, м	29,5	39,5	14,44	56,8	50,7	40,6	40,0	23,3
Удельная масса турбины, кг/кВт	1,93	2,19	2,43	3,2	2,85	2,2	2,9	3,3

Первая турбина насыщенного пара типа АК-70-11 выпущена ХТЗ в 1959—1960 гг. На ее основе спроектирована турбина типа К-75-30 с двумя цилиндрами, без промежуточного перегрева на начальные параметры 2,95 МПа и 233 °С и частоту вращения 50 1/с. Мощность турбины 75 МВт. Опыт ее эксплуатации позволил заводу перейти к созданию более мощных турбин.

В 1969 г. была построена турбина мощностью 220 МВт на начальное давление 4,3 МПа и частоту вращения 50 1/с. В 1970 г. завод создал турбину мощностью 500 МВт для работы в блоке с реактором канального типа (по одноконтурной схеме) с начальным давлением пара 6,46 МПа и частотой вращения 50 1/с. В результате совершенствования этой турбины в 1981 г. завод выпустил турбину К-750-65/3000; две такие турбины, подключенные к одному канальному реактору мощностью 1500 МВт, сформировали самый крупный к настоящему времени энергоблок.

В 1975 г. ХТЗ выпустил свою первую турбину на частоту вращения 25 1/с мощностью 500 МВт для работы в блоке с реактором ВВЭР-1000 (две турбины на реактор). Эта турбина явилась прообразом турбины единичной мощностью 1000 МВт: в 1979 г. завод строит турбину для работы с боковыми конденсаторами, а в 1982 г. — с подвальными. Эти турбины являются основными агрегатами, вводимыми на АЭС в настоящее время.

В табл. 6.3 представлены основные показатели конденсационных турбин ХТЗ для ТЭС и АЭС, рассматриваемых в этой книге. Описание турбин более ранних выпусков читатель может найти в [23, 51].

Турбина К-160-130

В 1958 г. ХТЗ выпустил турбину К-150-130 (старое название ПВК-150) мощностью 150 МВт, рассчитан-

ную на параметры свежего пара 12,75 МПа и 565 °С, с промежуточным перегревом пара до 565 °С, при давлении в конденсаторе 3,43 кПа и частоте вращения 50 1/с. Позже турбина была модернизирована, и в настоящее время ее мощностью составляет 160 МВт.

Регенеративный подогрев питательной воды производится сначала в подогревателях, в которых конденсируется отработавший пар основных пароструйных эжекторов и пар отсосов из крайних камер уплотнений, а затем — в пяти подогревателях низкого давления, три из которых питаются отборами из ЦНД, а два других — из отборов ЦВД.

В деаэраторе с давлением 0,6 МПа происходит выделение растворенных газов и нагрев питательной воды до температуры насыщения, равной 158 °С. Питательный электронасос перекачивает питательную воду в котел через три подогревателя высокого давления с температурой 229 °С (при номинальной мощности блока).

Пар от котла по двум паропроводам подводится к стопорному клапану и затем направляется к четырем регулирующим клапанам, каждый из которых соединен со своей сопловой коробкой. Две сопловые коробки установлены в нижней половине внутреннего корпуса ЦВД, а две — в верхней (рис. 6.32).

Турбина имеет сопловое парораспределение. Первые два регулирующих клапана диаметром 120 мм открываются одновременно и подводят пар к сопловым коробкам, расположенным в нижней половине корпуса. Это позволяет обеспечить равномерный прогрев корпуса по окружности и исключить его коробление. При полном открытии двух первых клапанов турбина развивает 75 % номинальной мощности. Номинальная мощность обеспечивается при дополнительном открытии третьего клапана диаметром 135 мм (левого верхнего, если смотреть на

генератор). Четвертый клапан является перегрузочным и работает при снижении начальных параметров пара вплоть до 12 МПа и 555 °С или при ухудшении вакуума. Открытие четырех клапанов при номинальных параметрах пара позволяет получить мощность 165 МВт.

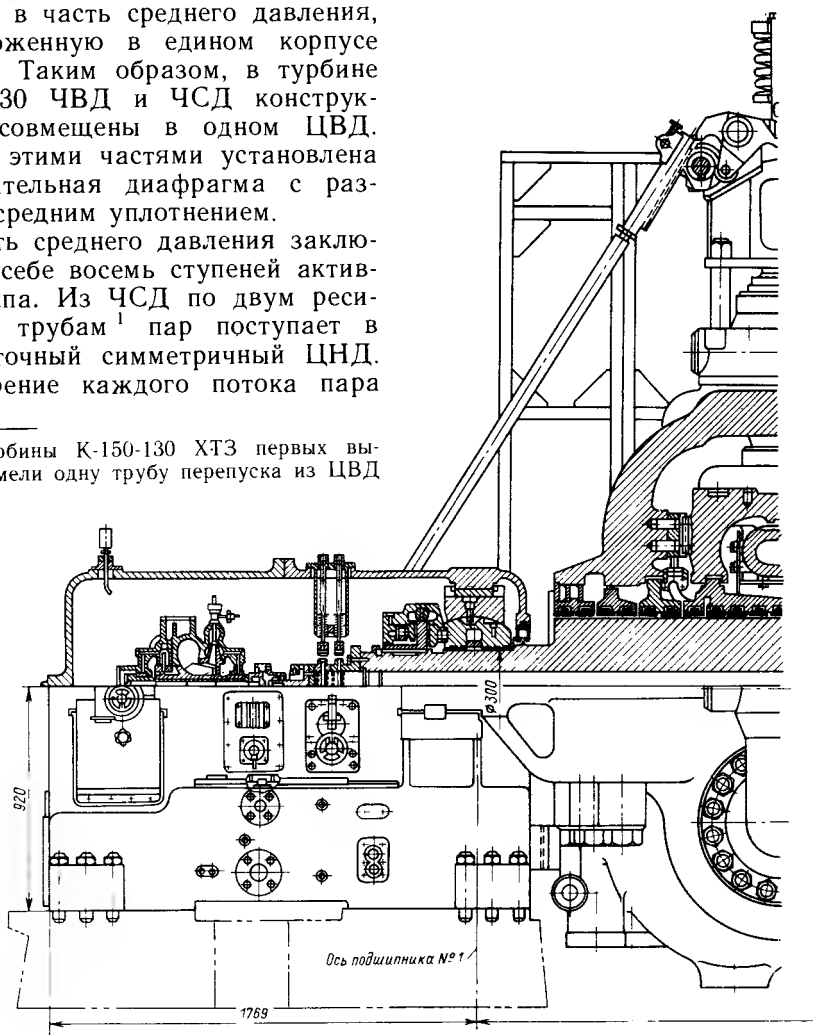
С параметрами 3,18 МПа и 375 °С пар по четырем паропроводам направляется в промежуточный пароперегреватель котла и возвращается оттуда с параметрами 2,8 МПа и 565 °С к двум клапанам части среднего давления (ЧСД), от которых по четырем паропроводам пар поступает в часть среднего давления, расположенную в едином корпусе с ЧВД. Таким образом, в турбине К-160-130 ЧВД и ЧСД конструктивно совмещены в одном ЦВД. Между этими частями установлена разделительная диафрагма с развитым средним уплотнением.

Часть среднего давления заключает в себе восемь ступеней активного типа. Из ЧСД по двум резервным трубам¹ пар поступает в двухпоточный симметричный ЦНД. Расширение каждого потока пара

происходит в шести ступенях. Последняя ступень имеет длину рабочей лопатки 780 мм при среднем диаметре 2125 мм, что обеспечивает кольцевую площадь выхода пара для одного потока 5,21 м².

В турбоустановке используется двухходовой двухпоточный конденсатор типа К-160-9115 с поверхностью охлаждения 9115 м², расчетный вакуум в котором обеспечивается при расходе 21 000 м³/ч охлаждающей воды с температурой 12 °С.

Совмещение ЧВД и ЧСД в одном ЦВД позволило уменьшить вдвое



¹ Турбины К-150-130 ХТЗ первых выпусков имели одну трубу перепуска из ЦВД в ЦНД.

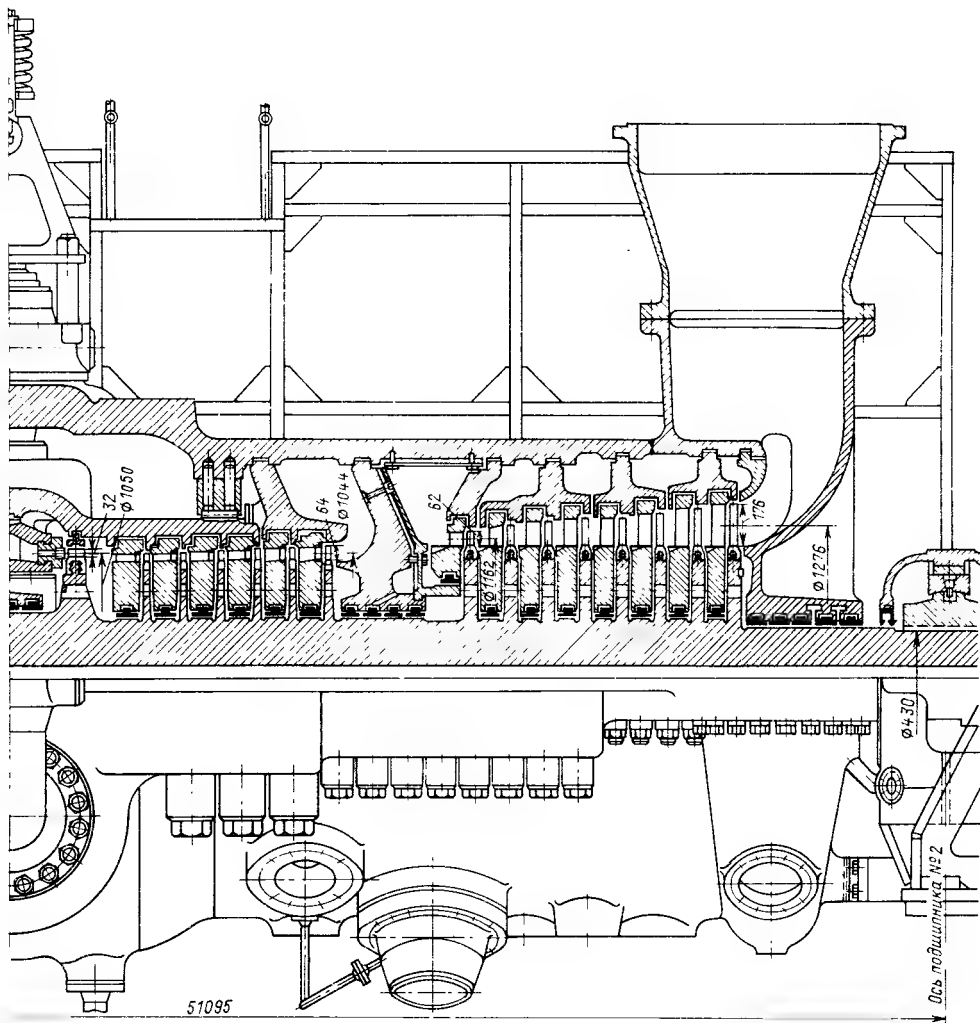
Рис. 6.32. Турбина К-160-130 ХТЗ

число концевых уплотнений, уменьшить утечки и организовать оригинальную систему уплотнений (рис. 6.33). Переднее уплотнение ЦВД развито, в то время как заднее уплотнение почти такое же, как в ЦНД. Как обычно, из последних камер всех уплотнений пар отсасывается в охладитель пара эжектора уплотнений, а в предпоследние камеры подается уплотняющий деаэрационный пар.

Концевые и диафрагменные уплотнения выполнены лабиринтовыми: непосредственно на валу выточены впадины и выступы, по отношению

к которым с малым зазором в расточках обойм концевых уплотнений и диафрагм установлены сегменты с усиками.

Каждый из роторов установлен на двух опорных подшипниках со сферическими вкладышами (см рис. 3.60). Передний подшипник является комбинированным опорно-упорным, со сферическим вкладышем. Корпус переднего подшипника — выносной, двух других встроены в выходные патрубки ЦНД. Крышки подшипников содержат аварийные масляные емкости (турбины первых выпусков имели масля-



ный насос на валу турбины и поэтому аварийных емкостей не имели).

Полумуфта ротора ЦВД откована заодно с валом; роторы ЦВД и ЦНД, а также ЦНД и генератора соединяются полужесткими муфтами.

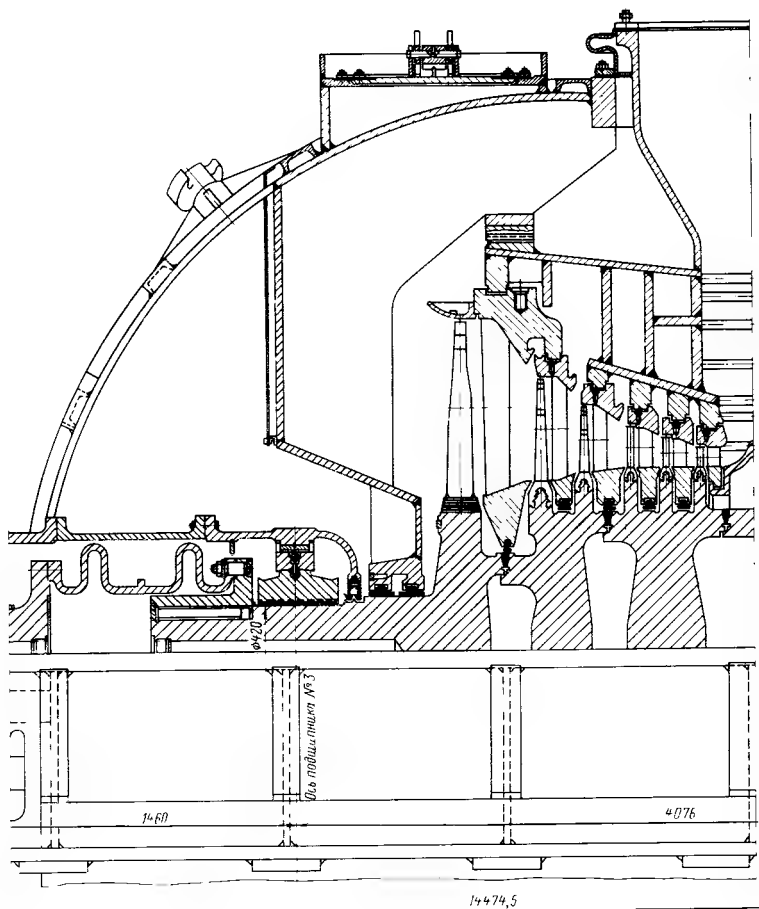
Валоповоротное устройство размещено на крышке подшипника между ЦНД и генератором и имеет частоту вращения 3,33 1/мин.

Ротор ЦВД — цельнокованный, выполнен из стали ЭИ-415. Лопатки закреплены на дисках грибовидными хвостовиками (см. рис. 3.9) с запле- чиками и перевязаны в пакеты пери- ферийными ленточными бандажами.

Ротор ЦНД — сварной, симмет- ричный. Его отдельные элементы

откованы из хромомолибденовой ста- ли 34ХМ. Освоение заводом произ- водства сварных роторов таких раз- меров не только явилось большим техническим достижением того вре- мени, но и создало основу для произ- водства роторов ЦНД будущих мощ- ных турбин. Отсутствие посадки диска на вал, центрального сверле- ния в поковках дисков и их пра- вильная профилировка по радиусу создают в роторе небольшие, прак- тически постоянные по радиусу на- пряжения.

Все рабочие лопатки ЦНД, кроме лопаток последней ступени, поса- жены на диски посредством грибо- видных хвостовиков; лопатки послед- ней ступени имеют елочный хвосто-



Продолжение рис. 6.32

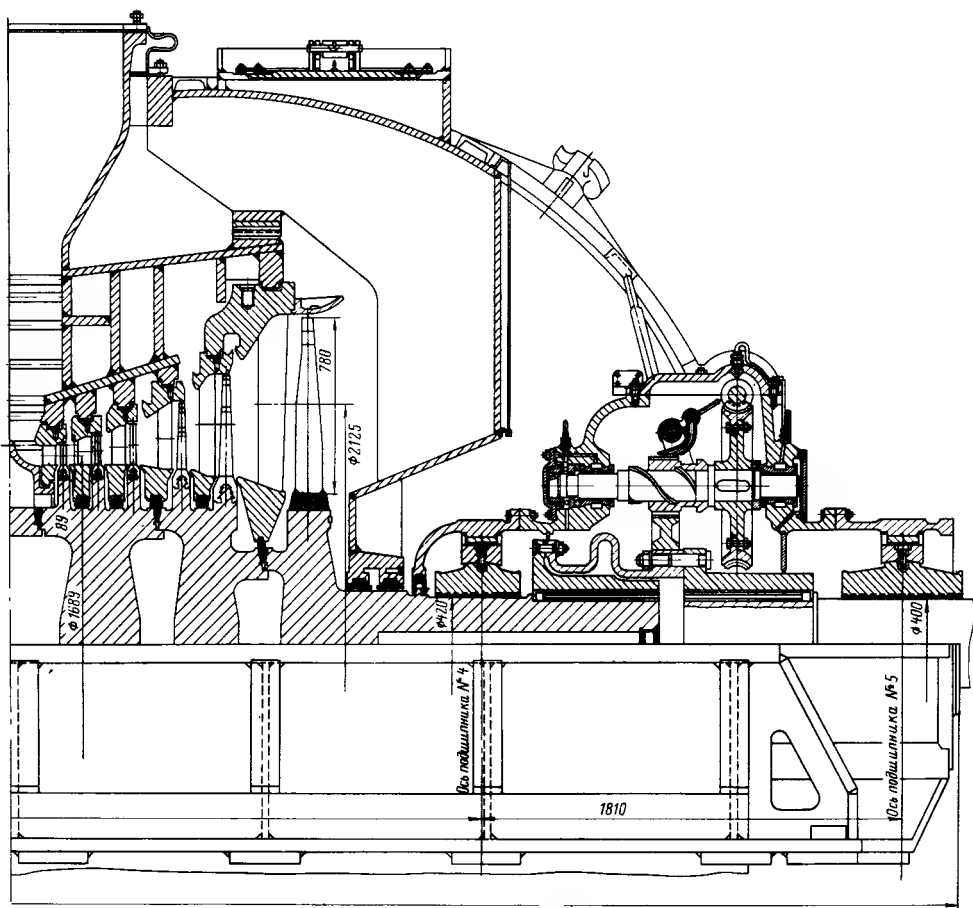
вик с торцевой заводкой (см. рис. 3.3). Лопатки первых трех ступеней ЦНД имеют ленточные периферийные бандажы и по одному ряду демпферной проволоки, последних трех ступеней — только по два ряда трубчатых бандажей.

Корпус ЦВД — двойной, с сопловыми коробками. Внутренний и наружный корпуса имеют горизонтальные разъемы. Внутренний корпус отлит из хромомолибденованадиевой стали 15Х1М1ФЛ, и в нем размещены первые пять ступеней. Наружный корпус состоит из двух частей, соединенных вертикальным сварочным швом; основная часть отлита из стали 20ХМФЛ, а выходная — из углеродистой. В наружном корпусе подвешены внутренний кор-

пус, обойма двух последних диафрагм ЧВД, разделительная диафрагма и три обоймы диафрагм ЧСД.

Диафрагмы ЧВД имеют несущие стойки и узкие сопловые лопатки. В ЧСД диафрагмы сварные.

Совмещение ЧВД и ЧСД в одном цилиндре потребовало тщательной проработки конструкции разделительной диафрагмы, на которую действует перепад давления около 0,3 — 0,5 МПа при некоторых нагрузках турбины и, главное, разность температур пара за и перед промежуточным перегревом, достигающая 180—190 °С. Без принятия специальных мер неравномерность нагрева вызвала бы значительные температурные напряжения и де-



Продолжение рис. 6.32

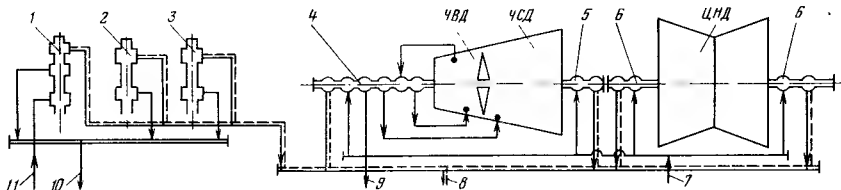


Рис. 6.33. Схема концевых уплотнений и уплотнений штоков клапанов турбины К-160-130 ХТЗ:

1 — уплотнение штоков клапанов ЦСД (2 шт.); 2 — уплотнение штоков регулирующих клапанов (4 шт.); 3 — уплотнение штока стопорного клапана; 4, 5 — переднее и заднее уплотнения ЦВД; 6 — уплотнение ЦНД; 7 — уплотняющий пар от деаэратора; 8 — отсос пара в охладитель эжектора уплотнений; 9 — отсос пара в ПНД4; 10 — отсос пара в деаэратор; 11 — уплотняющий пар из «холодной» нитки промежуточного перегрева

формации диафрагмы. Для уменьшения нагрева диафрагмы со стороны паровпуска ЧСД установлены тепловые экраны с зазором по отношению к стенке диафрагмы. В зазор подается охлаждающий пар из камеры отвода пара на промежуточный перегрев. Аналогичные экраны установлены на паровпускной части среднего давления и сопловых коробках. Они препятствуют интенсивному теплообмену и снижают температурные напряжения в корпусе.

Корпус ЦНД выполнен двойным. Обе его части сварены из листов углеродистой стали. Внутренний корпус подвешен в наружном, и его фиксипункт находится на пересечении осей паровпуска и оси турбины. Для уменьшения коробления внутреннего корпуса, особенно при частичных нагрузках и сбросах пара из БРОУ в конденсатор, он и его паровпускной патрубков экранированы.

Литые чугунные диафрагмы первых четырех ступеней ЦНД установлены во внутреннем корпусе, диафрагмы двух последних ступеней — в обойме, располагаемой во внутреннем корпусе.

На крышках внешнего корпуса

ЦНД расположены атмосферные клапаны.

Корпус ЦВД опирается лапами на корпус выносного подшипника и на встроенный в корпус ЦНД средний подшипник. ЦНД опирается на фундаментные рамы опорным поясом. Между корпусом ЦВД и корпусами смежных подшипников установлены вертикальные шпонки.

Фиксипункт турбины расположен в зоне паровпуска ЦНД; турбина расширяется в сторону переднего подшипника. Для увеличения маневренности турбина снабжена паровым обогревом фланцев и шпилек ЦВД.

После выпуска первых экземпляров турбины и их освоения на заводе много работали над повышением ее экономичности и надежности. Практически полностью была модернизирована проточная часть турбины, введено экранирование внутреннего корпуса ЦНД, установлены аварийные масляные емкости на крышках корпусов подшипников, усовершенствованы заднее концевое уплотнение ЦВД и другие узлы.

В настоящее время ХТЗ гарантирует следующие показатели турбоустановки К-160-130 (при номинальных параметрах свежего пара, промежуточного перегрева и вакуума в конденсаторе):

мощность на клеммах генератора, МВт	165	160	150	130	100
расход пара через стопорный клапан, кг/с	130,6	126,9	118,6	102,8	80,0
температура питательной воды, °С	230	229	226	218	206
гарантийный удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч)	8217	8246	8271	8309	8506

Схема маслоснабжения подшипников турбоагрегата показана на рис. 6.34.

При работе турбины небольшая часть масла из главного масляного насоса, установленного на валу тур-

бины, поступает по линии 1 на питание инжекторов 9 и 7, расположенных в масляном баке 8. Инжектор 9 подсасывает масло из бака и подает его, с одной стороны, к главному масляному насосу, питающему

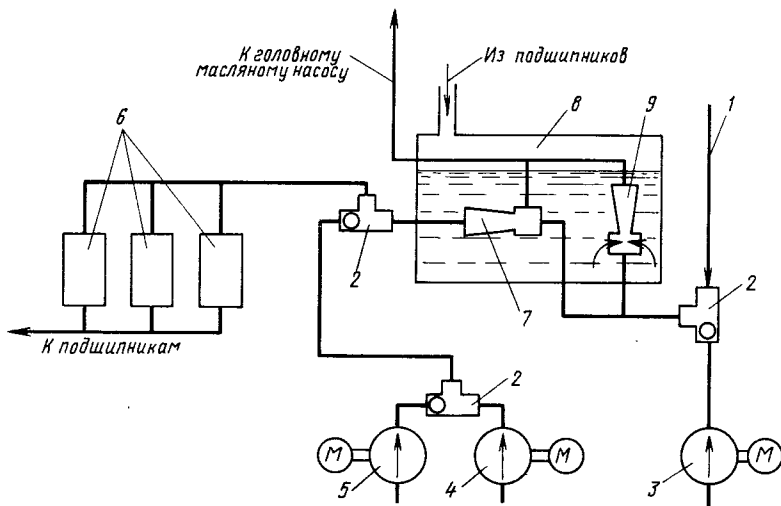


Рис. 6.34. Схема маслоснабжения турбины К-160-130 ХТЗ

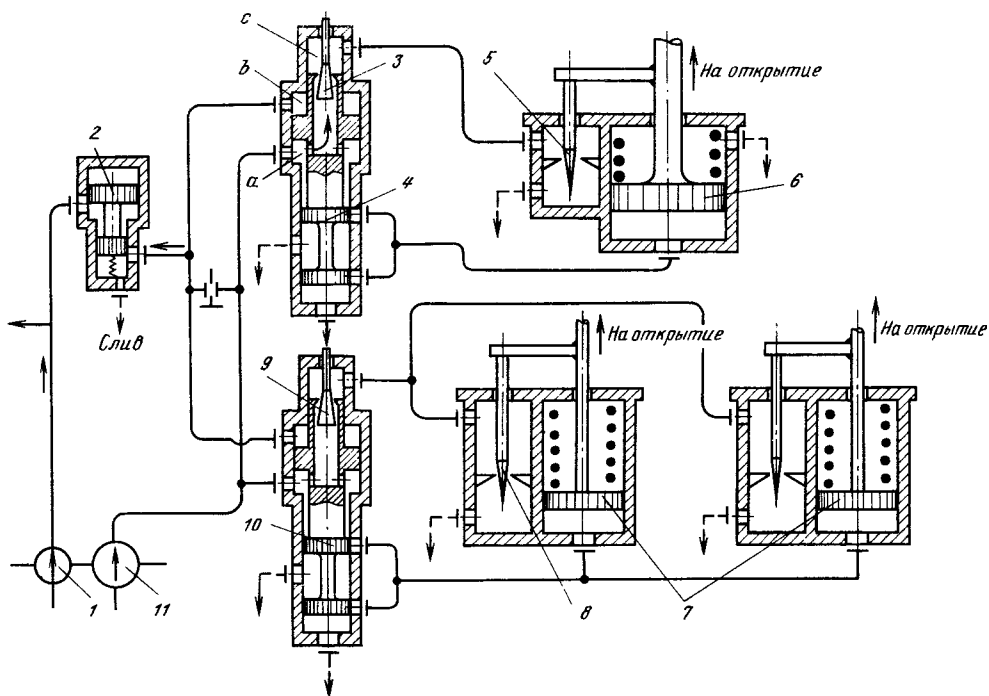


Рис. 6.35. Принципиальная схема регулирования турбины ХТЗ К-160-130

систему регулирования, с другой — к инжектору 7 и через обратный клапан 2 — к маслоохладителям 6, а из них с давлением 0,2—0,25 МПа — к подшипникам турбоагрегата.

При пуске турбины, когда главный масляный насос не создает достаточного напора масла, инжекторы питаются от пускового масляного насоса 3 высокого давления. При падении давления в системе смазки вступает в работу электромасляный насос 4 с двигателем переменного тока, питаемым от шин собственных нужд. В случае его отказа или исчезновения напряжения на шинах в работу вступает электронасос 5 с двигателем постоянного тока, подключенным к аккумуляторной батарее. Слив масла от подшипников выполняется в грязный отсек масляного бака.

Турбина оснащена гидродинамической системой регулирования (рис. 6.35).

Регулирующие клапаны ЧВД и ЧСД перемещаются сервомоторами одностороннего действия: клапаны поднимаются под действием давления силового масла, поступающего под поршень сервомотора, а опускаются под действием пружин.

В установленном режиме работы, когда регулирующие клапаны неподвижны, отсечные золотники 4 и 10 своими кромками препятствуют проходу силового масла от главного масляного насоса 11 в сервомоторы 6 и 7. При этом каждый из них находится в равновесии под действием давлений силового (в камере *a*), импульсного (в камере *b*) и давления масла (в камере *c*) связанной с гидравлическими выключателем 5 или 8 сервомотора (см. § 4.2).

При изменении давления импульсного масла в камере *b* равновесие золотника нарушается и он смещается, открывая проход силового масла в сервомоторы для передвижения регулирующих клапанов. Движение последних вызывает восстановление давления в камере *c*

отсечных золотников, т. е. приводит к новому установившемуся состоянию при новом положении регулирующих клапанов.

Изменение давления импульсного масла осуществляется датчиками систем регулирования и защиты.

В качестве датчика частоты вращения используется гидравлический тахометр 1 (импеллер), приводимый непосредственно от вала турбины. Давление за импеллером изменяется пропорционально квадрату частоты вращения, поэтому при ее изменении смещается золотник 2 регулятора частоты вращения, который изменяет давление масла в импульсной линии.

Дроссели 3 и 9 предназначены для настройки смещения начала открытия регулирующих клапанов ЧСД относительно регулирующих клапанов ЧВД.

Пример 6.3. Рассмотрим работу системы регулирования турбины при возрастании электропотребления в сети, вследствие которого происходит понижение частоты вращения и как следствие — уменьшение давления под поршнем большого диаметра золотника регулятора частоты вращения 2 (рис. 6.35). Тогда пружина растяжения притянет золотник регулятора частоты вращения 2 вниз и прикроет нижние окна. Вследствие этого давление в камере *b* в отсечных золотниках 4 и 10 возрастет, а сами золотники сместятся вниз, пропуская силовое масло от насоса 11 под сервомоторы 6 и 7. Сервомоторы начнут подниматься, увеличивая открытие регулирующих клапанов и мощность турбины. При этом дроссели 5 и 8 обратной связи будут открываться, давление в камере *c* будет возрастать и золотники 4 и 10 будут опускаться до тех пор, пока не окажутся в состоянии равновесия. Таким образом, система регулирования обеспечивает переход к новой мощности и новой частоте вращения, соответствующей статической характеристике системы автоматического регулирования турбины.

В турбине предусмотрена защита по превышению частоты вращения, осевому сдвигу, повышению давления в конденсаторе. При выходе указанных параметров за допустимые пределы регуляторы давления свежего пара, вакуум-регулятор, автомат безопасности кольцевого типа (см. рис. 4.37) и реле осевого

сдвига подают сигналы в импульсную линию, которая связана не только с регулирующими клапанами ЧВД и ЧСД, но и с золотниками стопорных и защитных клапанов. В этих случаях давление в импульсной линии резко уменьшается, вызывая закрытие стопорных и защитных клапанов.

Управление турбиной производится перемещением буксы регулятора частоты вращения вручную или сервоэлектродвигателем со щита управления.

Подробное описание конструкции турбины, ее систем регулирования, защиты и управления читатель может найти в монографии [28].

Турбина К-300-240

Турбина К-300-240 ХТЗ мощностью 300 МВт, рассчитанная на параметры 23,5 МПа и 560 °С с промежуточным перегревом пара до 565 °С, давлением в конденсаторе 3,43 кПа при частоте вращения 50 1/с, впервые изготовлена в 1960 г.

Турбина устанавливается в блоке с прямоточным котлом производительностью 950 т/ч.

Тепловая схема турбоустановки с турбиной К-300-240 ХТЗ не имеет принципиальных отличий от схемы с турбиной К-300-240 ЛМЗ.

На рис. 6.36 показана схема главных паропроводов турбины. По четырем трубам диаметром 175 мм пар поступает от котла к двум блокам клапанов ЦВД, установленным по его сторонам, состоящим из стопорного клапана диаметром 250 мм и трех регулирующих клапанов, расположенных вокруг стопорного клапана и имеющих с ним общий корпус. Два клапана имеют диаметр 112 мм, а третий — 75 мм. Все клапаны — неразгруженные. Подъем всех клапанов в нужной последовательности осуществляется двусторонним сервомотором и распределительным механизмом. Таким образом, турбина имеет шесть регулирующих клапанов, соединенных

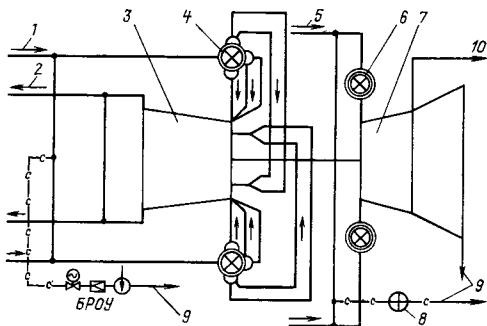


Рис. 6.36. Схема основных паропроводов турбоустановки с турбиной К-300-240 ХТЗ:

1 — свежий пар; 2 — пар на промежуточный перегрев; 3 — ЦВД; 4 — блоки стопорно-регулирующих клапанов ЦВД; 5 — пар после промежуточного перегрева; 6 — комбинированные стопорно-регулирующие клапаны ЦСД; 7 — ЦНД; 8 — сбросной клапан; 9 — пар в конденсатор; 10 — пар в ЦНД

десятью перепускными трубами с четырьмя паровпускными патрубками, подающими пар во внутренний корпус ЦВД.

Турбина выполнена с сопловым парораспределением: одновременное полное открытие клапанов, обслуживающих левый верхний и правый нижний паровпускные патрубки, обеспечивает 75 %-ную нагрузку турбины; открытие клапанов, обслуживающих левый нижний патрубок, поднимает нагрузку до 85 %. Полная мощность достигается при открытии всех клапанов.

Свежий пар поступает во внутренний корпус ЦВД (рис. 6.37) и протекает через одновенечную регулируемую ступень и десять нерегулируемых ступеней. С параметрами 3,92 МПа и 325 °С пар покидает ЦВД и направляется по двум трубам диаметром 400 мм на промежуточный перегрев, откуда с параметрами 3,53 МПа и 565 °С по двум трубам подводится к двум комбинированным клапанам ЦСД, установленным в непосредственной близости к ЦСД. В конструкции комбинированного клапана совмещены регулирующий и стопорный клапаны. Клапаны ЦСД открываются одновременно. Схема потоков пара в ЦСД такая

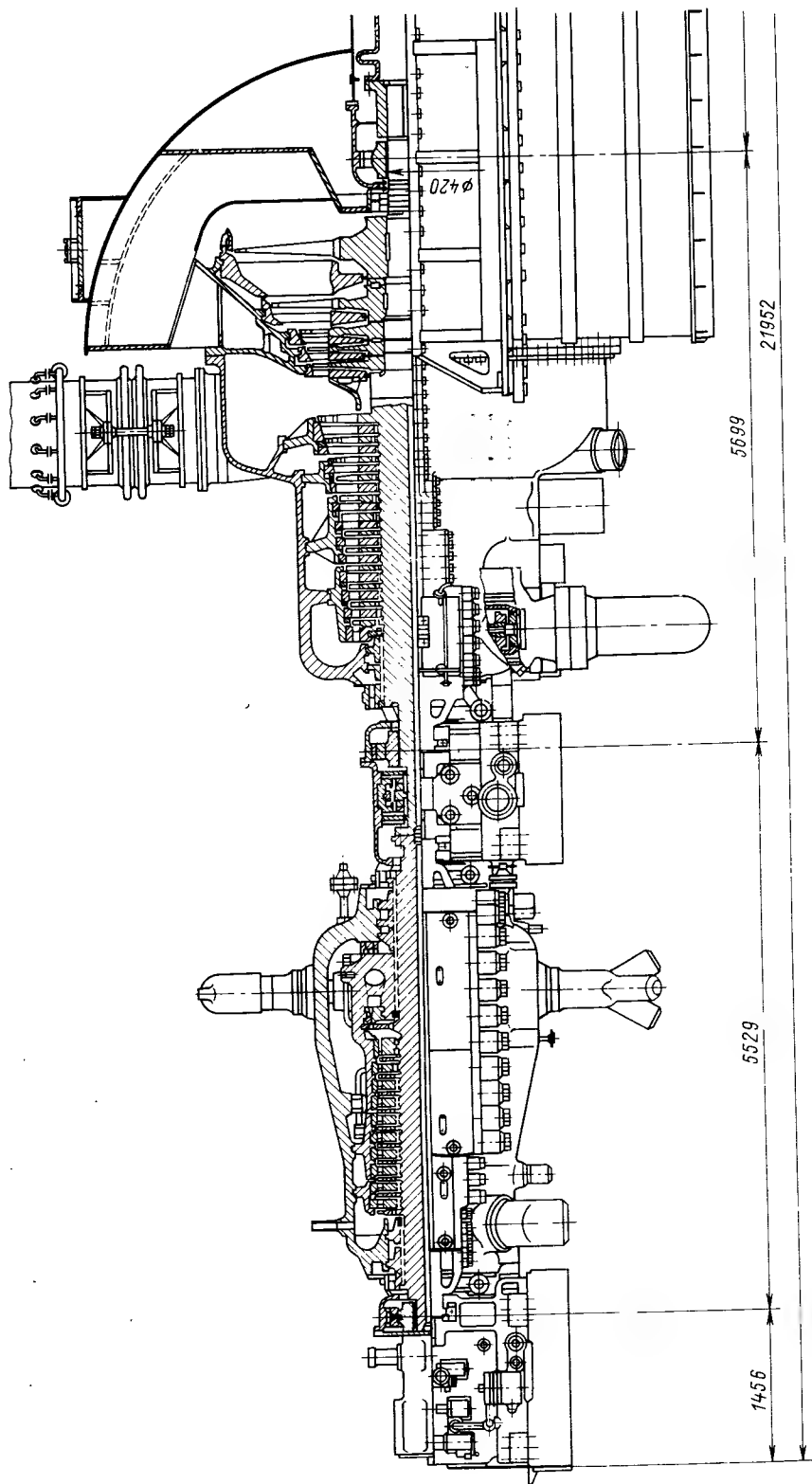
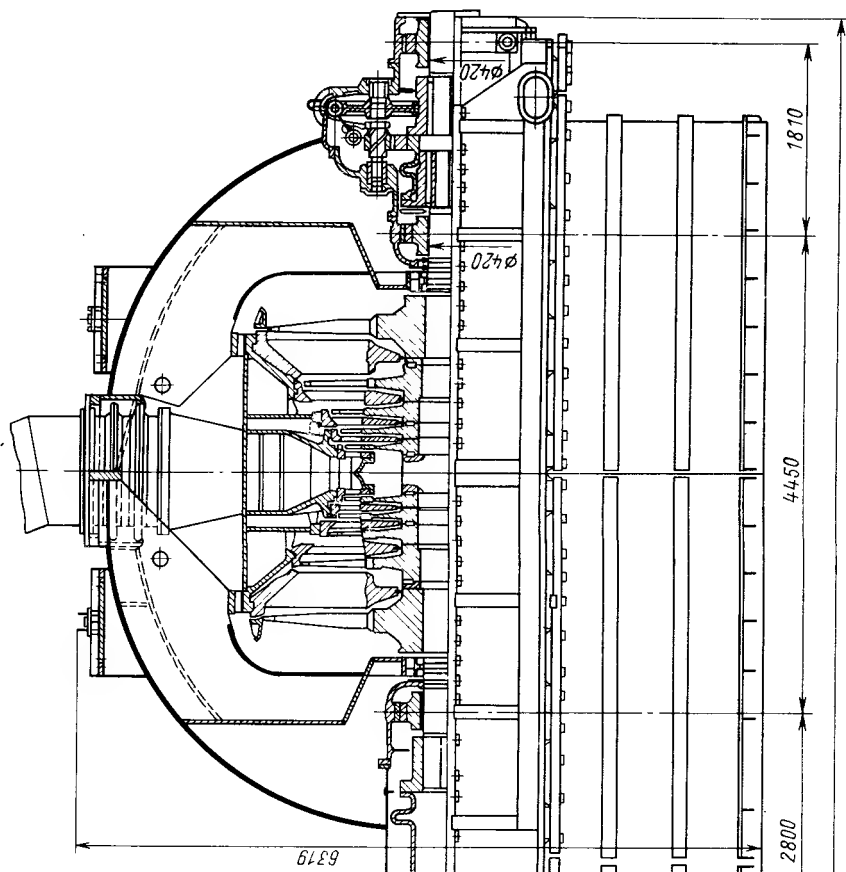


Рис. 6.37. Турбина К-300-240 ХТЗ



Продолжение рис. 6.37

же, как и у турбины К-300-240 ЛМЗ: пар проходит 12 ступеней ЧСД ЦСД и разделяется на два потока; первый поток, составляющий $1/3$ всего расхода пара, направляется в ЧНД ЦСД, а $2/3$ пара направляется в ЦНД.

В камере разделения потоков после ЧСД давление 0,265 МПа, температура 216 °С. На входе в ЦНД давление пара на номинальном режиме составляет 0,26 МПа. Цилиндр низкого давления — двухпоточный, симметричный. Каждый из потоков содержит по пять ступеней. Длина рабочей лопатки последней ступени 1050 мм, а средний диаметр 2,55 м, что дает кольцевую площадь выхода 8,41 м² на каждый поток. Лопатка выполнена из стали ЭИ-802.

Отработавший в турбине пар тремя потоками направляется в конденсатор типа К-15240 (см. рис. 5.19).

ЦВД развивает мощность примерно 100 МВт, ЦСД — 125 МВт, ЦНД — 75 МВт.

Валопровод турбоагрегата состоит из роторов ЦВД, ЦСД и ЦНД и ротора генератора. Он опирается на пять опорных подшипников со сферическими вкладышами (см. рис. 3.60). Подшипники ЦВД — сегментные (см. рис. 3.62).

Упорный подшипник с выравнивающим устройством (аналогичная конструкция показана на рис. 3.71) установлен между ЦВД и ЦСД, потоки пара в которых направлены в противоположные стороны.

Передний и средний подшипники турбины — выносные, опирающиеся на фундамент; задний подшипник ЦСД и подшипники ЦНД встроены в выходные патрубки. Крышки корпусов выносных подшипников содержат аварийные масляные емкости. Аварийные емкости для встроженных подшипников размещены на крышках выходных патрубков.

Роторы ЦВД и ЦСД соединены жесткой муфтой, полумуфты которой откованы заодно с каждым из валов. Остальные муфты — полугибкие.

Валоповоротное устройство установлено на крышке заднего подшипника ЦНД и обеспечивает перед пуском и после остановки частоту вращения ротора 3,4 1/мин.

Ротор ЦВД — цельнокованный (см. рис. 3.23), выполнен из стали ЭИ-415.

Ротор ЦСД — комбинированный: диски ЧСД откованы заодно с валом, а диски ЧНД насажены на вал с натягом. Лопатки последних ступеней ЧСД не имеют ленточных бандажей. Лопатки посажены на диски с помощью грибовидных хвостовиков.

Ротор ЦНД — сборный: облопаченные диски посажены на вал с натягом. Для передачи крутящего момента при возможном временном ослаблении посадки использованы торцевые шпонки. Лопатки всех ступеней, кроме последних, имеют грибовидные хвостовики; лопатки последних ступеней имеют елочные хвостовики с торцевой заводкой (см. рис. 3.3, д) и проволочные связи. Противозерозионная защита обеспечивается электроискровой обработкой входных кромок.

Корпус ЦВД выполнен двойным с паровпуском, представленным на рис. 6.38. Внутренний корпус не имеет отдельных сопловых коробок, а разделение дуги подвода пара на сегменты организуется специальными камерами при отливке половин внутреннего корпуса. Как указывалось выше, при нагрузке до 75 % пар подается в патрубки 4 и 8, а из них, обтекая внутренний корпус вдоль полуокружности, — к сопловым камерам 3 и 6, 2 и 7 соответственно.

Такой способ подачи пара обеспечивает равномерный прогрев корпуса по окружности без короблений и температурных напряжений. Дальнейшее повышение мощности производится подачей пара последовательно по паровпускным патрубкам 1 и 5 к средним сопловым камерам, расположенным в нижней и верхней половинах внутреннего корпуса. Другим важным достоинством

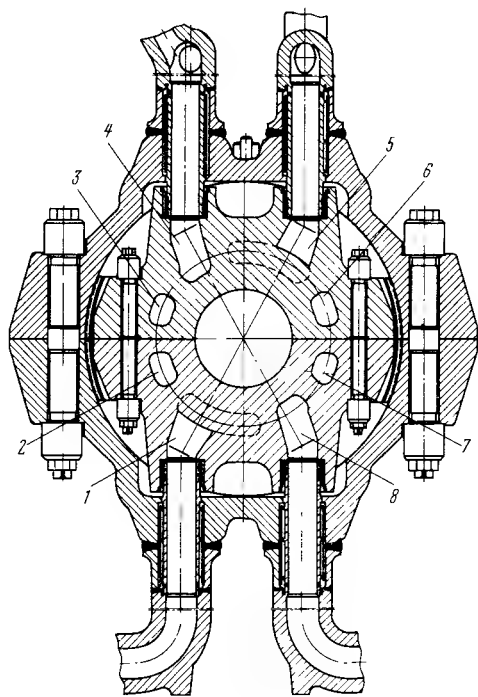


Рис. 6.38. Разрез по паровпуску ЦВД турбины К-300-240 ХТЗ

такой конструкции паровпуска является высокая степень парциальности, достигающая до 90 % (вместо обычных 60—70 % при вставных сопловых коробках), что увеличивает КПД регулирующей ступени и турбины в целом. Вместе с тем отказ от тонких, легко прогреваемых вставных сопловых коробок усложнил условия работы внутреннего корпуса ЦВД. Внутренний корпус, объединяющий регулирующую и четыре нерегулируемые ступени, выполнен из жаропрочной стали 15ХМФКР.

Внутренний и наружный корпуса имеют горизонтальные фланцевые разъемы, стягиваемые с помощью шпилек с колпачковыми гайками, навинчиваемыми с двух концов. Такая конструкция фланцевого соединения облегчает замену поврежденных болтов, так как извлечение нарезанной части шпильки из нижней половины корпуса при ее обрыве по последнему витку резьбы — очень трудоемкая опера-

ция, и способствует одинаковому нагреву верхнего и нижнего фланцев (при неравномерном нагреве фланцев корпус коробится).

Диафрагмы первых четырех нерегулируемых ступеней ЦВД установлены во внутреннем корпусе, остальных — в двух обоймах, подвешенных во внешнем корпусе. Все диафрагмы ЦВД выполнены с несущими стойками и узкими сопловыми сегментами, сваренными в тело диафрагмы (в исходном варианте турбины).

Корпус ЦСД в исходном варианте турбины выполнен одностенным с двумя паровпускными патрубками, расположенными в нижней половине ЦСД. Сопловой аппарат первой ступени установлен в расточках паровой коробки ЦСД. Корпус имеет горизонтальный и вертикальный (технологический) разъемы. Передняя часть корпуса ЦСД, подверженная действию высоких температур, отлита из стали 15Х1М1ФЛ, задняя часть сварена из листов углеродистой стали.

Диафрагмы ЦСД — сварные, установлены в четырех обоймах, между которыми находятся патрубки для отборов пара. Диафрагмы ЦНД отлиты из чугуна и установлены непосредственно в корпус выходной части ЦСД.

Корпус ЦНД выполнен сварным, двойным. Его конструкция аналогична конструкции ЦНД турбины К-160-130. Литые чугунные диафрагмы установлены во внутреннем корпусе ЦНД.

Корпус ЦВД и передняя часть корпуса ЦСД опираются лапами крышек корпусов (см. рис. 3.76) на приливы корпусов выносных подшипников строго в горизонтальной плоскости турбины. Совмещение вертикальных плоскостей подшипников и корпусов турбины обеспечивается вертикальными шпонками.

Нижние половины выходных частей ЦСД и ЦНД жестко связаны фланцевым болтовым соединением и с помощью опорного пояса уста-

новлены на фундаментные рамы.

Фикспункт турбины расположен на пересечении горизонтальной плоскости опорного пояса и вертикальной плоскости, проходящей в области последней ступени левого потока ЦНД. Схемы тепловых расширений турбин К-300-240 ХТЗ и ЛМЗ практически совпадают (см. рис. 6.14). Корпуса ЦВД и ЦСД снабжены устройствами для обогрева фланцев и шпилек.

Масса турбины без конденсатора составляет 625 т, длина без генератора 39,5 м, с генератором 59,5 м.

С 1970 г. ХТЗ выпускает модернизированную турбину К-300-240-2, при проектировании которой учтен опыт эксплуатации турбины первой модификации (рис. 6.39).

Серьезному совершенствованию подверглась проточная часть. Диафрагмы ЦВД с несущими стойками были заменены на сварные диафрагмы с сопловыми решетками, имеющими профили с удлиненной входной частью. Во всех цилиндрах проведена корректировка радиальных и осевых зазоров. В проточной части ЦНД улучшен меридиональный обвод и применены более совершенные профили. Сопловые лопатки последних ступеней выполнены полыми; полученные полости соединены прорезями с поверхностью лопаток для отсоса влаги, поступающей с предыдущей ступени (см. рис. 3.50). Заменена рабочая лопатка последней ступени.

Приняты меры для повышения надежности турбины: заменен ряд хвостовиков на более мощные, увеличена хорда лопаток первой ступени ЦНД с 30 до 40 мм и т. д. Коренной модернизации подвергся корпус ЦСД. Одностенная конструкция заменена на двухстенную (рис. 6.40), обладающую лучшими маневренными характеристиками. При этом резко снизились температурные напряжения в корпусе и, главное, уменьшилась возможность его короблений, вызывающих заде-

вания вращающихся и неподвижных деталей.

Для турбоустановки с турбиной К-300-240-2 ХТЗ гарантирует следующие показатели:

мощность на клеммах генератора, МВт	300	250	200
расход пара через стопорные клапаны, кг/с	240,3	195,0	152,8
температуру питательной воды, °С	266	252	236
гарантийный удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч)	7705	7802	7923

Системы смазки и автоматического регулирования турбины К-300-240 ХТЗ разобщены: для смазки используется турбинное масло, а для системы регулирования — конденсат.

Масло к подшипникам подается двумя электронасосами переменного тока (один из насосов — резервный), создающими на уровне оси турбины давление 0,16 МПа. Два аварийных насоса с приводом от электродвигателя постоянного тока обеспечивают давление 80 кПа. Система содержит три фильтра и четыре маслоохладителя, один из которых может быть отключен для ремонта. Вместимость масляного бака 56 м³.

Турбина имеет электрогидравлическую систему регулирования, показанную на рис. 6.41. Ее основное принципиальное отличие от систем регулирования всех рассмотренных ранее турбин состоит в использовании воды в качестве рабочего тела.

Основным преимуществом использования воды в системах регулирования является резкое повышение пожарной безопасности. Кроме того, при использовании воды легко увеличить давление в системе и, следовательно, уменьшить размеры всех ее элементов и повысить их быстродействие. И, наконец, вода в отличие от негорючих синтетических жидкостей дешева и является рабочим телом основного производственного процесса; контроль ее

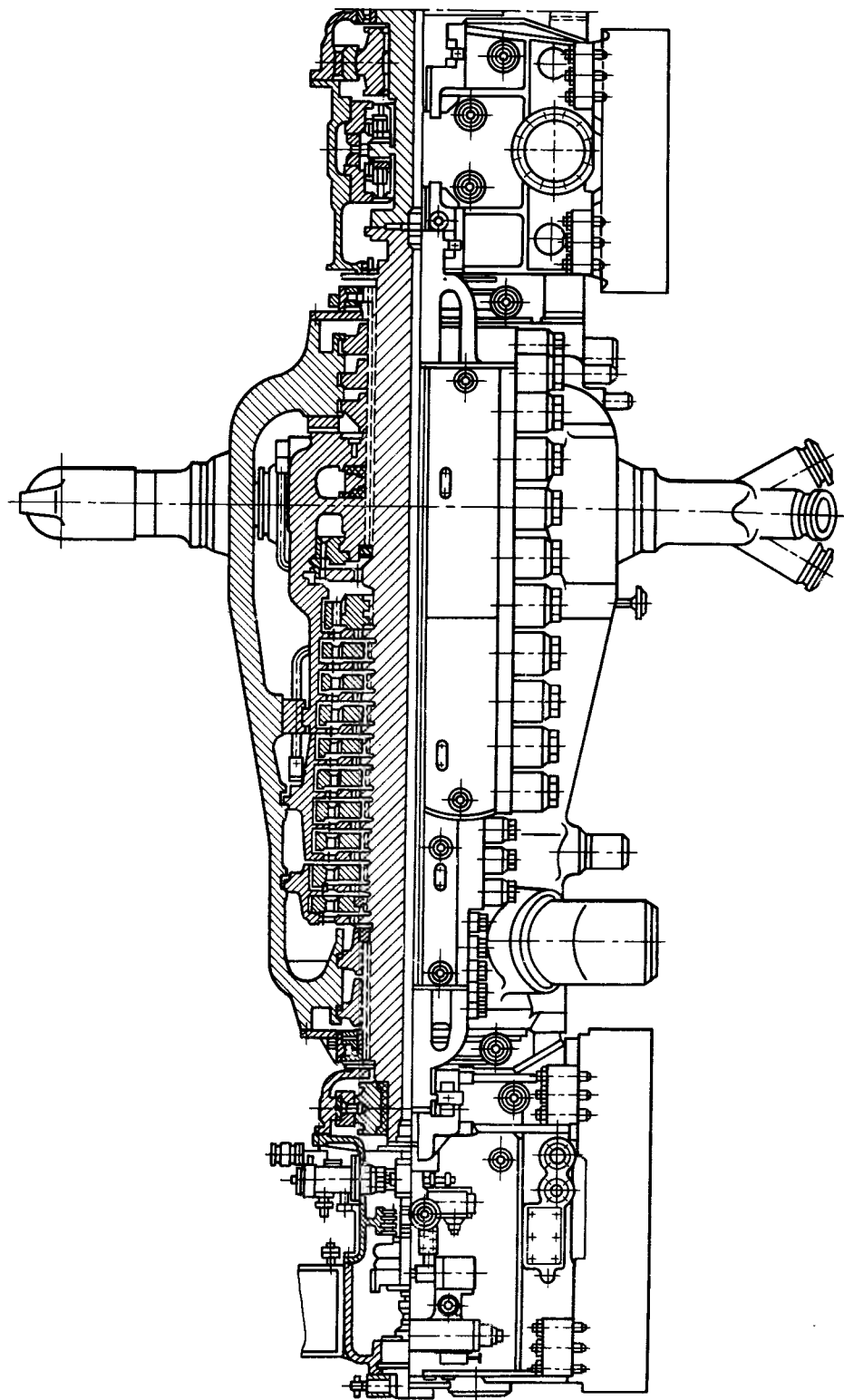
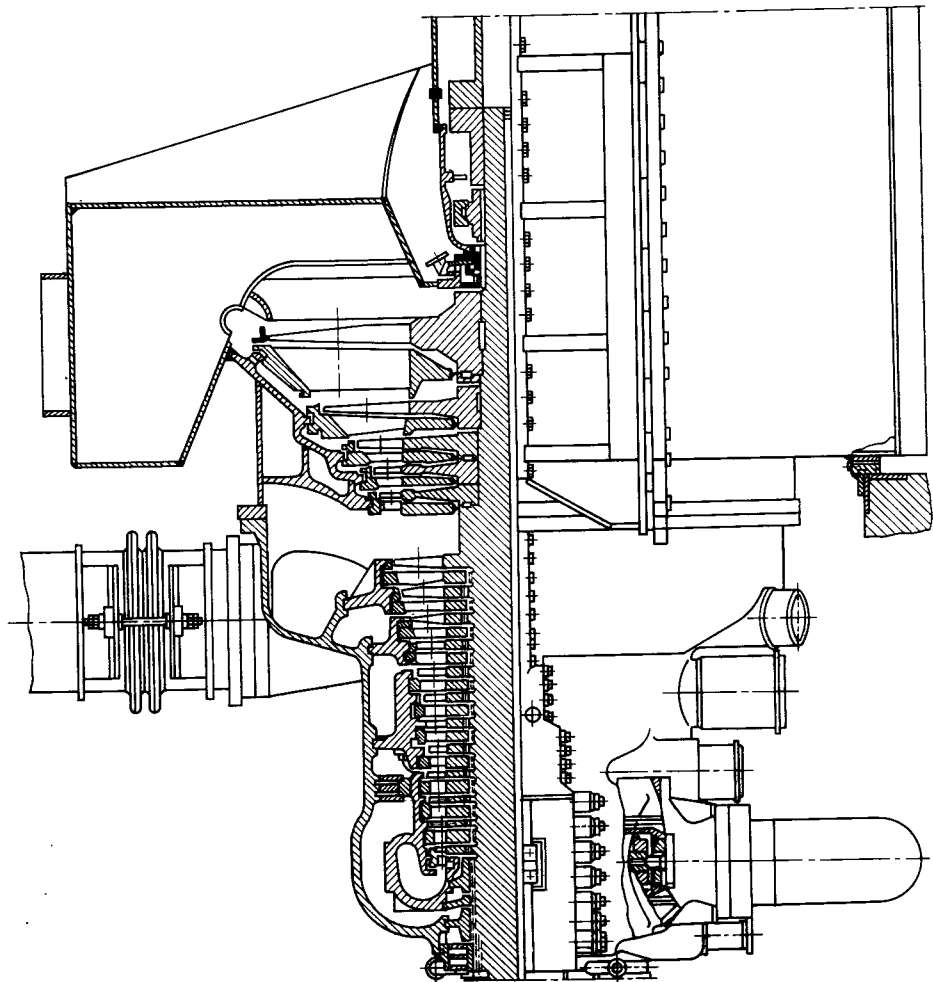


Рис. 6.39. Модернизированная турбина К-300-240 ХТЗ



Продолжение рис. 6.39

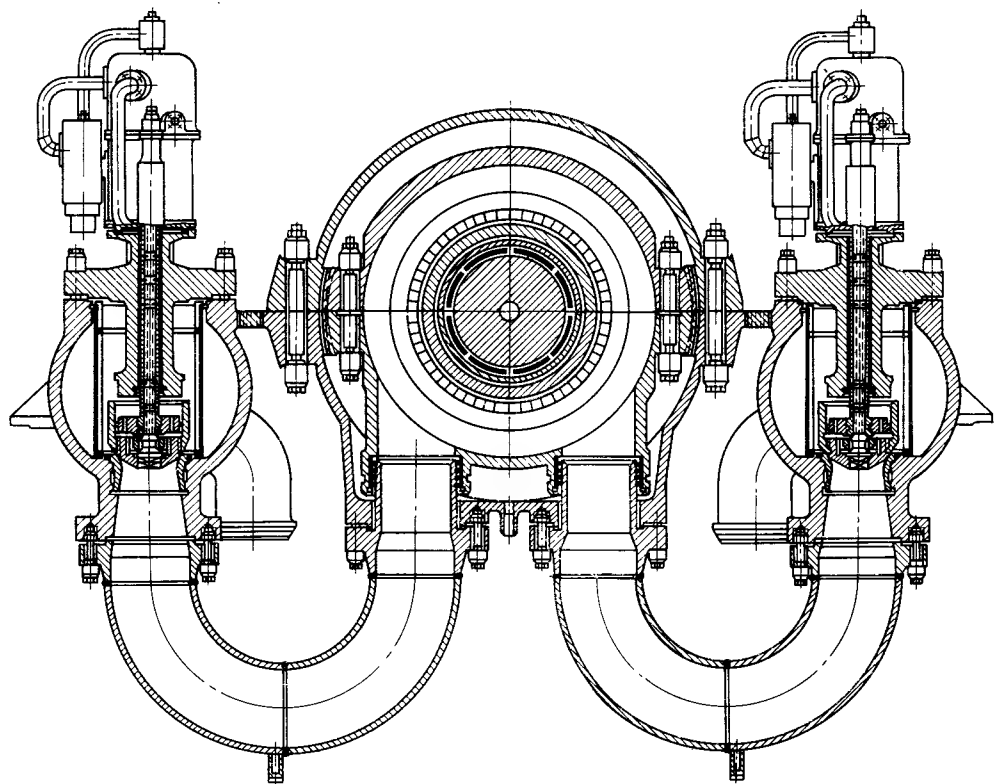


Рис. 6.40. Разрез по паровпуску ЦСД турбины К-300-240 ХТЗ (после модернизации)

качества производится химическим цехом электростанции для всей установки в целом.

Эти качества воды для рабочего тела для систем регулирования давно привлекли к ней внимание конструкторов. Однако первые опыты показали, что применение воды в системе регулирования имеет и ряд недостатков, удорожающих и усложняющих саму систему.

Вода — агрессивная жидкость, вызывающая коррозию элементов системы регулирования, ее нечувствительность и отказы в работе. Поэтому исключительно важное значение приобретают подбор коррозионно-стойких материалов для основных деталей системы и обработка их поверхностей. В частности, элементы регулирования, выполненные из углеродистых сталей, подвергаются азотированию; все трубопроводы изготавливаются из нержа-

вующих сталей с высоким содержанием хрома и никеля.

Вода обладает гораздо меньшей вязкостью, чем масло (примерно в 30 раз); хуже и ее смазывающие свойства. Поэтому для обеспечения высокой чувствительности системы регулирования необходимы весьма тщательное ее изготовление, контроль во время эксплуатации турбины, уход и специальные конструктивные меры (вращение золотников и др.).

Эти обстоятельства долгое время не позволяли использовать воду в обычных системах регулирования. Однако многолетняя совместная работа ХТЗ и ВТИ позволила создать надежную систему автоматического регулирования на воде.

Конденсатные насосы второй ступени (установленные после блочной обессоливающей установки) развивают давление 2,2–2,3 МПа и

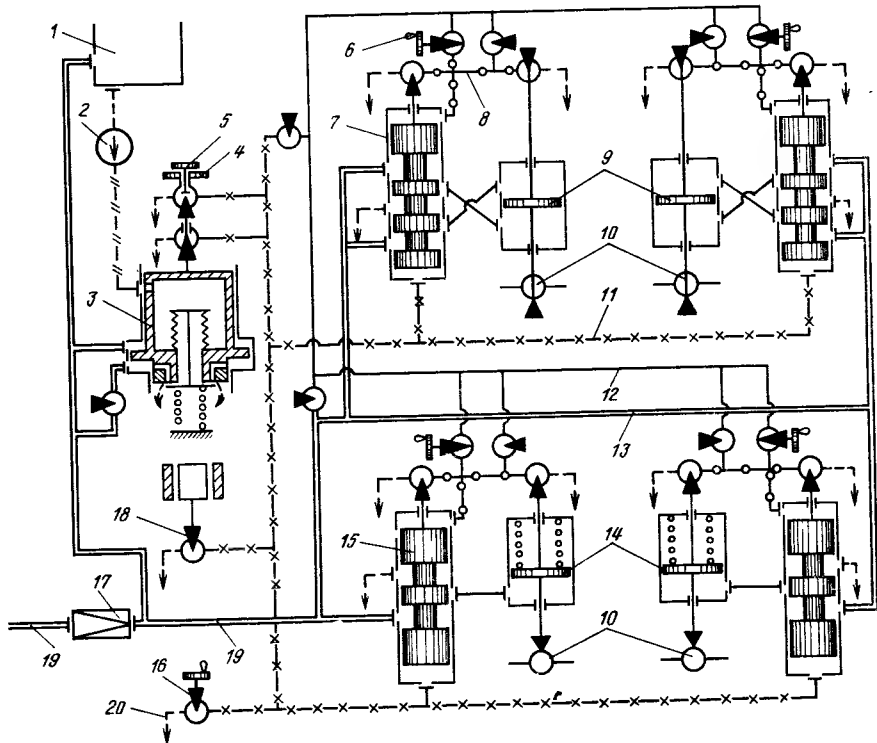


Рис. 6.41. Принципиальная схема регулирования турбины К-300-240 ХТЗ:

1 — бак подпитки импеллера; 2 — импеллер; 3 — регулятор частоты вращения; 4 — МУТ; 5 — ограничитель мощности; 6 — расширяющее устройство; 7, 15 — отсечные золотники; 8 — линия обратной связи; 9, 10 — главные сервомоторы с клапанами; 11 — линия первого усиления; 12 — линия пониженного давления; 13 — линия силовой воды; 14 — сервомоторы регулирующих клапанов промежуточного перегрева; 16 — дополнительный механизм управления (регулятор давления); 17 — фильтры; 18 — ЭГП; 19 — напорный коллектор; 20 — дренаж

подают конденсат в систему регулирования. В период освоения блока и наладки первой серийной водяной системы регулирования параллельно с подачей конденсата от конденсатных насосов могло осуществляться питание конденсатом системы регулирования насосами из бака, в который сливался отработавший конденсат и который подпитывался холодным конденсатом через фильтр. После очистки в фильтрах конденсат подавался в систему регулирования.

Перемещение регулирующих клапанов свежего пара и пара, идущего из промежуточного пароперегревателя, производится сервомоторами, управляемыми отсечными золотниками. Их положение в стационарных режимах всегда одина-

ково (кромки «отсекают» сервомотор от силовой воды). В переходных режимах их положение зависит от давления под золотниками, которое определяется положением конусов обратной связи, движущихся вместе с основными сервомоторами.

Датчиком частоты вращения служит насос-импеллер, установленный на валу турбины. В некоторых системах водяного регулирования датчиком частоты вращения служит гидродинамический датчик ВТИ, принцип действия которого аналогичен принципу действия регулятора частоты вращения ЛМЗ (см. рис. 4.21). Любой из этих датчиков вырабатывает сигнал по давлению, пропорциональный квадрату частоты вращения. Этот сигнал поступает

в регулятор частоты вращения, воздействуя на сильфон и изменяя давление под золотником регулятора частоты.

Пример 6.4. При увеличении частоты сети вследствие падения электрической нагрузки частота вращения турбоагрегата возрастет, что приведет к смещению вниз (см. рис. 6.41) золотника регулятора частоты вращения 3, дроссель которого откроет слив и вызовет уменьшение давления под отсечными золотниками 7 и 15, которые обеспечат движение регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД на закрытие. При этом конусы обратной связи, жестко связанные со штоками, будут уменьшать давление над отсечными золотниками, возвращая их в среднее положение и обеспечивая поддержание новой нагрузки турбины.

Такой же эффект возникает при вращении МУТ, увеличивающего слив воды из импульсной линии 11, к которой подключен регулятор давления свежего пара. При падении производительности котла или при наборе турбиной нагрузки, не соответствующей его производительности, регулятор не допускает падения давления пара перед турбиной, закрывая регулирующие клапаны. К этой же импульсной линии подключен электрогидравлический преобразователь (ЭГП), вводящий сигналы для ускорения перемещения клапанов при резких изменениях нагрузки и при отключении выключателя генератора.

Система защиты турбины от разгона состоит из двух кольцевых автоматов безопасности, их исполнительного механизма, защитного устройства и выключателей. При возрастании частоты вращения сверх допустимой (на 11–12 % больше номинальной) кольца автомата безопасности смещаются и освобождают защелки штоков исполнительного механизма автомата безопасности. Под действием пружин штоки смещаются

вниз, вызывая падение давления воды, в первых, под золотниками регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД и, во вторых, в импульсных линиях защитных устройств. При этом происходит закрытие как регулирующих, так и стопорных клапанов ЦВД и ЦСД, так как защитные устройства через выключатели обеспечивают слив воды из удерживающих полостей сервомоторов.

Защитные устройства снабжены электромагнитами, которые отключают турбину при получении импульса о падении давления в системе смазки, о недопустимом осевом сдвиге ротора, о чрезмерном ухудшении вакуума в конденсаторе, а также при необходимости дистанционного отключения турбины оператором или необходимости срочной остановки вследствие неполадок в других элементах блока.

Подробное описание турбины, систем регулирования, управления и защиты и их элементов содержится в [29].

Турбина К-500-240

В 1964 г. ХТЗ выпустил паровую турбину мощностью 500 МВт на параметры пара 23,5 МПа и 540 °С с промежуточным перегревом пара до 540 °С, давлением в конденсаторе 3,5 кПа, частотой вращения 50 1/с. Турбина во многом основывалась на конструкции турбины К-300-240. Она состоит из четырех цилиндров: ЦВД, ЦСД и двух ЦНД.

В 1973 г. ХТЗ выпустил модификацию этой турбины (см. табл. 6.3) (К-500-240-2), при разработке которой учтены результаты эксплуатации турбин К-500-240-1 и К-300-240.

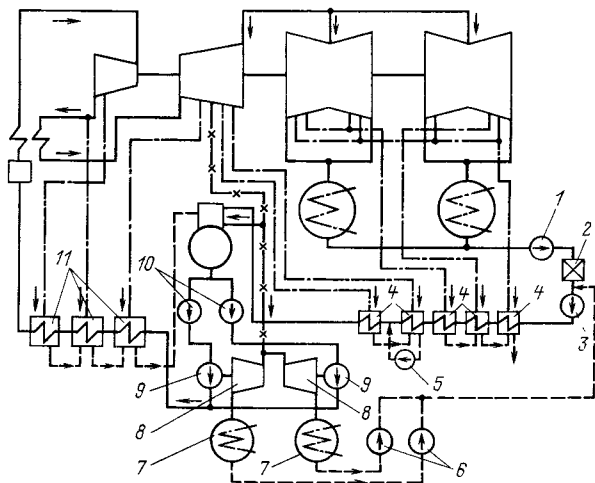


Рис. 6.42. Принципиальная тепловая схема турбоустановки К-500-240 ХТЗ:

1, 3 — конденсатные насосы I и II ступеней; 2 — БОУ; 4 — ПНД; 5 — сливной насос; 6 — конденсатные насосы конденсаторов приводных турбин; 7 — конденсаторы приводных турбин; 8 — приводные турбины питательных насосов; 9 — питательные насосы; 10 — бустерные насосы; 11 — ПВД

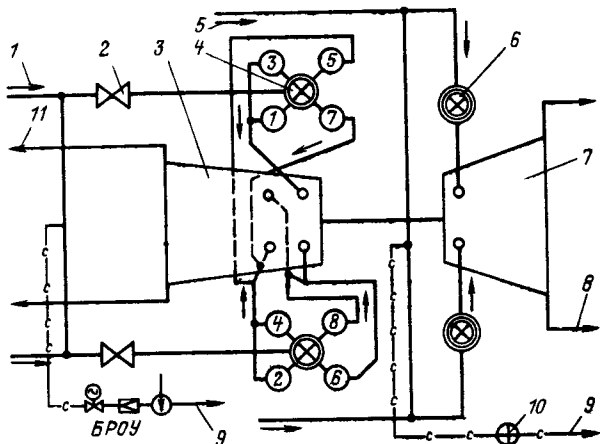


Рис. 6.43. Схема основных паропроводов турбоустановки ХТЗ К-500-240:

1 — свежий пар; 2 — ГПЗ; 3 — ПВД; 4 — блок стопорно-регулирующих клапанов; 5 — пар из промежуточного перегрева; 6 — комбинированные стопорно-регулирующие клапаны ЦСД; 7 — ЦСД; 8 — пар в ЦНД; 9 — пар в конденсатор; 10 — сбросной клапан; 11 — пар на промежуточный перегрев

Тепловая схема установки показана на рис. 6.42. Система регенерации включает пять ПНД, деаэратор на 0,7 МПа и три ПВД. Питательные насосы приводятся паровыми турбинами, питаемыми из отборов ЦСД. Приводные турбины имеют собственные конденсаторы, конденсат из которых подается во всасывающую линию конденсатных насосов второй ступени турбоустановки. На выходе из ПВД температура питательной воды составляет 265 °С.

На рис. 6.43 приведена схема главных паропроводов турбоустановки. Свежий пар от котла подводится по двум паропроводам диаметром 377 мм с толщиной стенки 60 мм к двум блокам клапанов ЦВД, располагаемым по обеим сторонам турбины. Каждый из блоков состоит из стопорного и четырех регулирующих клапанов. Пройдя стопорный и регулирующий клапаны, пар по девяти перепускным трубам подается к четырем сопловым коробкам, вваренным во внутренний корпус ЦВД (рис. 6.44). Турбина имеет сопловое парораспределение и одновенечную регулируемую ступень.

Пройдя регулируемую и девять нерегулируемых ступеней, пар с давлением 4,1 МПа и температурой 296 °С направляется по двум трубам диаметром 530 мм в промежуточный

перегреватель, откуда с параметрами 3,65 МПа и 540 °С подводится двумя трубами диаметром 720 мм к двум комбинированным (стопорным и регулирующим одновременно) клапанам и из них — в проточную часть ЦСД, где расположено 11 ступеней с закрученными рабочими лопатками. Пар покидает ЦСД с параметрами 0,3 МПа и 230 °С и направляется в две ресиверные трубы, подающие пар в два двухпоточных ЦНД.

Каждый из потоков ЦНД состоит из пяти ступеней, последняя из которых имеет рабочую лопатку длиной 1050 мм и средний диаметр 2,55 м. Из ЦНД пар направляется в два конденсатора, в которых при общем расходе 51 480 м³/ч охлаждающей воды с температурой 12 °С поддерживается давление 3,5 кПа.

Система концевых уплотнений и уплотнений штоков клапанов во многом подобна системе турбины К-300-240 ХТЗ: уплотнения ЦВД и переднее уплотнение ЦСД у этих машин практически одинаковы; количество однотипных уплотнений ЦНД увеличилось с трех (у турбины К-300-240) до пяти. Заднее уплотнение ЦНД потребовало некоторого развития в связи с увеличением давления перед ним.

Валопровод турбоагрегата К-500-240 ХТЗ состоит из роторов

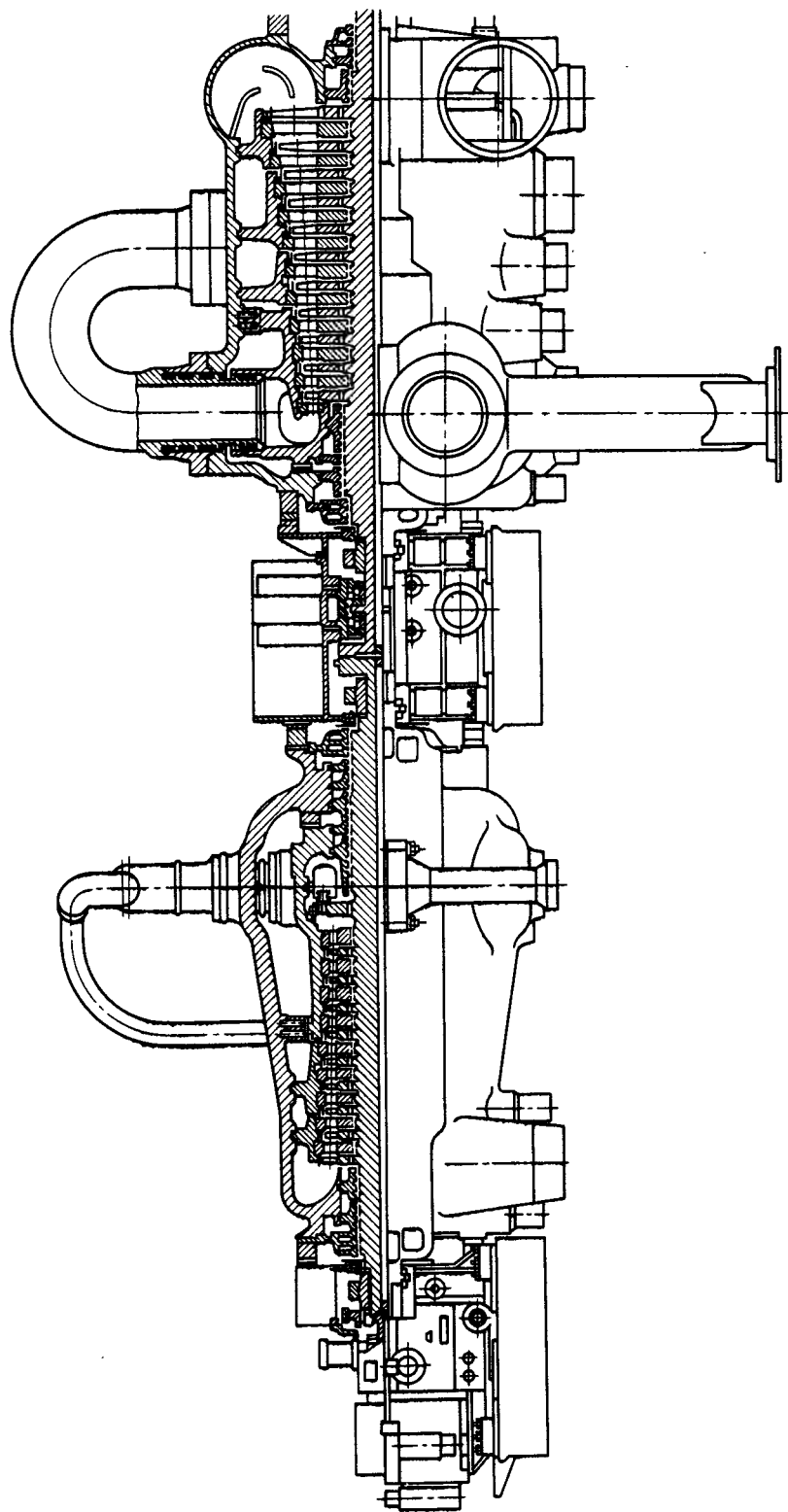
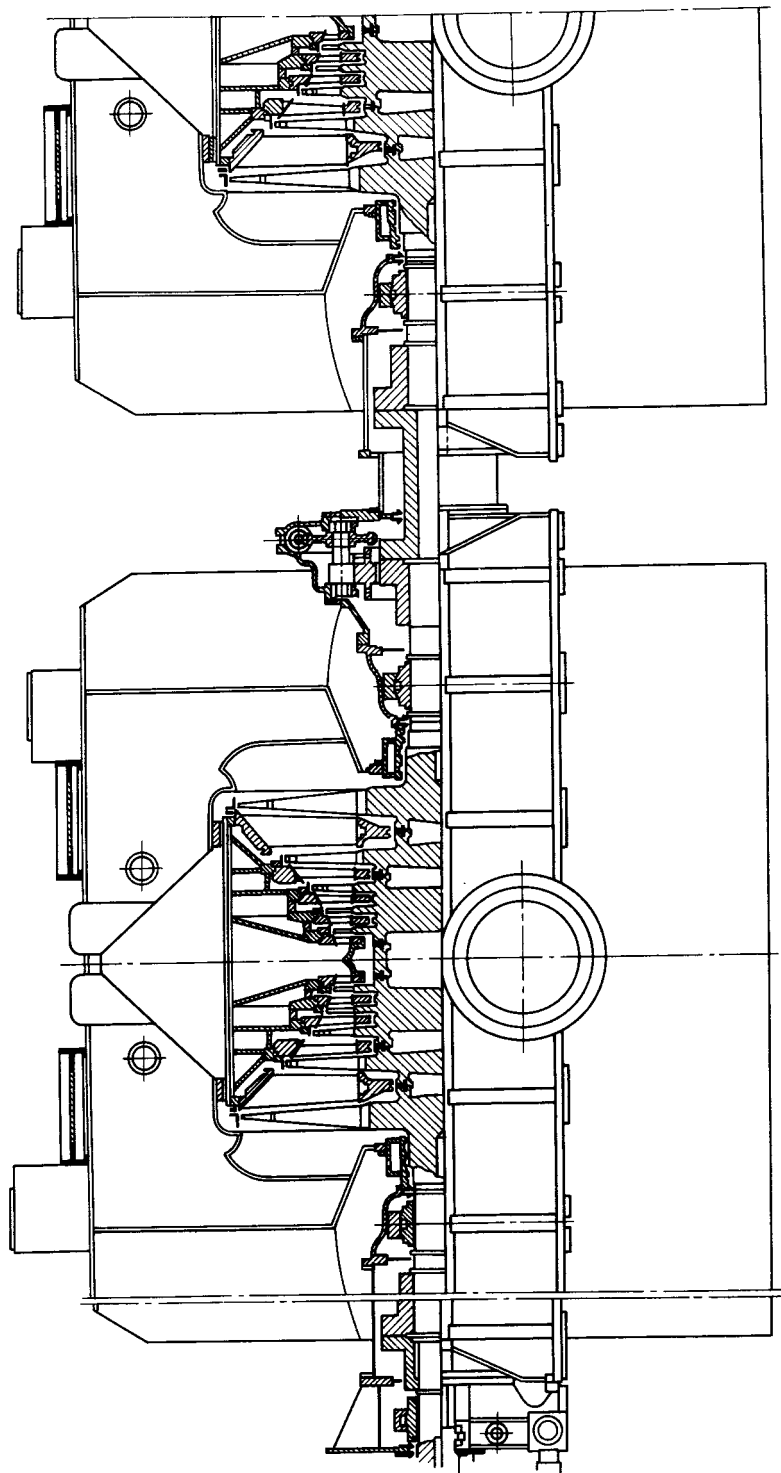


Рис. 6.44. Турбина К-500-240 ХТЗ



Продолжение рис. 6.44

ЦВД, ЦСД, двух роторов ЦНД и ротора генератора ТГВ-500.

Каждый из роторов валопровода установлен на двух опорных подшипниках (в турбине К-500-240-1 между роторами ЦВД и ЦСД был только один опорный подшипник). Вкладыши подшипников ЦВД выполнены в виде самоустанавливающихся сегментов (см. рис. 3.62), обеспечивающих высокую виброустойчивость валопровода. Роторы соединены жесткими муфтами. Полу-муфты ЦВД и ЦСД откованы заодно с роторами.

Упорный подшипник баланси-ного типа (см. рис. 3.71) установлен между ЦВД и ЦСД, потоки пара в которых противоположны. Передний и средний подшипники турбины — выносные, остальные встроены в выпускные патрубки ЦНД. Для всех подшипников предусмотрена смазка из аварийных масляных емкостей в случае перерыва подачи масла от насосов.

Валоповоротное устройство расположено на крышке подшипника между ЦНД.

Роторы ЦВД и ЦСД — цельнокованные, их конструкция аналогична конструкции ротора ЦВД турбины К-300-240 ХТЗ. Материал роторов — сталь ЭИ-415. Роторы ЦНД — сварно-кованные¹ с диаметром шеек под подшипники 520 мм. Лопатки первых трех ступеней посажены на диски посредством грибовидных хвостовиков; лопатки двух последних ступеней имеют елочные хвостовики с торцевой заводкой и выполнены заодно с периферийным бандажом.

Корпус ЦВД выполнен двойным с сварными сопловыми коробками². Во внутреннем корпусе размещены регулирующая и четыре нерегулируемые ступени. Горизонтальные разъемы внутреннего и наружного

корпусов стянуты болтами. Диафрагмы ЦВД стягиваются по горизонтальному разъему, что уменьшает утечку и возможность появления возмущающих сил, вызывающих вибрацию и усталость лопаток.

В двух обоймах, помещенных во внешний корпус, установлены диафрагмы пяти последних ступеней. Диафрагмы ЦВД имеют сопловые лопатки с удлиненной входной кромкой (в турбине К-500-240-1 первые четыре диафрагмы имели узкие сопловые лопатки и несущие стойки).

Корпус ЦСД для повышения маневренности и уменьшения короблений выполнен также двойным³, с подводом пара по двум патрубкам в кольцевую полость, в расточку которой вставлены сопловые сегменты. Во внутреннем корпусе расположены четыре ступени. Диафрагмы остальных ступеней помещены в обоймы, установленные во внешнем корпусе. Межобоймные пространства используются для размещения патрубков отборов пара. Все диафрагмы ЦСД — сварные.

Корпуса ЦНД — сварные из углеродистой стали. Перепуск пара из ЦСД в ЦНД производится по двум ресиверным трубам, расположенным ниже уровня горизонтального разреза⁴, что упрощает разборку турбины при ремонтах. Пар подводится во внутренний корпус ЦНД (рис. 6.45) двумя равномерными потоками. Подвеска внутреннего корпуса в наружном обеспечивает центровку и их свободное взаимное тепловое расширение. Диафрагмы ЦНД — литые чугуны. Последняя ступень имеет внутриканальную сепарацию (см. рис. 3.50).

Корпуса ЦВД и ЦСД опираются лапами крышек корпусов на корпуса подшипников так же, как и у турбины К-300-240. Каждый из ЦНД

¹ Турбина К-500-240-1 имела два ЦНД, унифицированных с ЦНД турбины К-300-240, т. е. имела сборные роторы ЦНД.

² В турбине К-500-240-1 конструкция паровыпуска идентична конструкции паровыпуска ЦВД турбины К-300-240 ХТЗ.

³ Турбина К-500-240-1 имела одинарный корпус ЦСД.

⁴ Ресиверные трубы турбины К-500-240-1 расположены над турбиной.

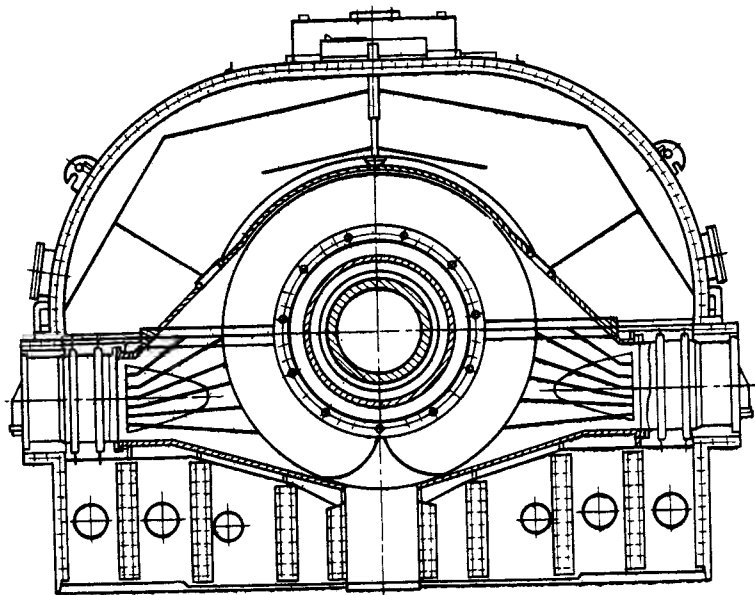


Рис. 6.45. Разрез по паровпуску ЦНД турбины К-500-240 ХТЗ

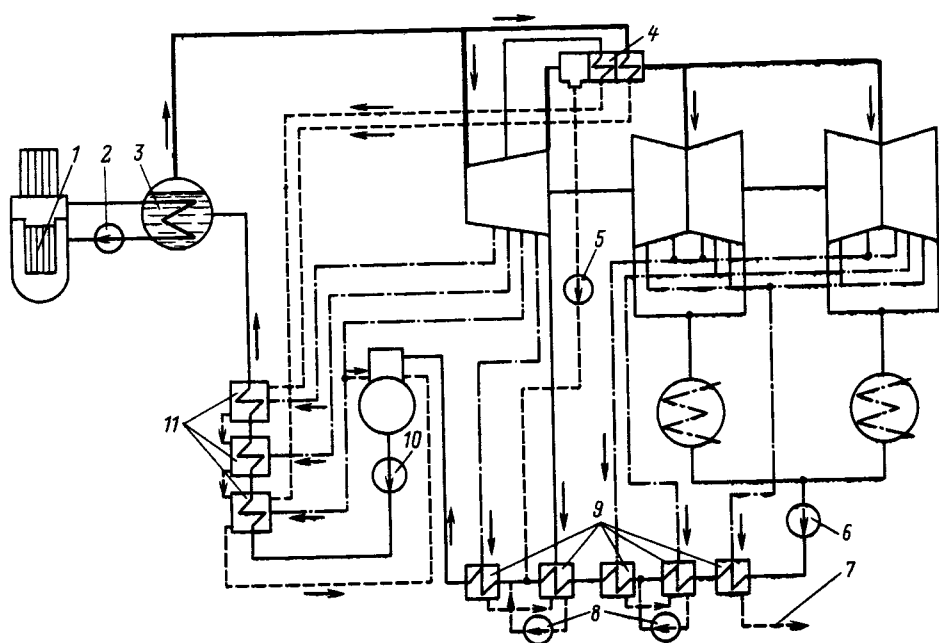


Рис. 6.46. Принципиальная тепловая схема турбоустановки с турбиной ХТЗ К-220-44:
1 — реактор; 2 — ГЦН; 3 — парогенератор; 4 — СПП; 5 — сливной насос сепаратора; 6 — конденсатный насос; 7 — в конденсатор; 8 — сливные насосы; 9 — ПНД; 10 — питательный насос; 11 — ПВД

опирается опорным поясом на фундаментные рамы. Турбина имеет два фиксункта, расположенных в зоне передних подшипников ЦНД. Первый фиксункт является общим для первого ЦНД, ЦСД и ЦВД; второй определяет положение второго ЦНД. Конструкция корпуса подшипника, расположенного между ЦНД, допускает их взаимные перемещения. Корпуса ЦВД и ЦСД оборудованы устройствами для обогрева шпилек и фланцев при пуске турбины из холодного и неостывшего состояний.

Масса турбины без конденсатора 900 т, длина без генератора 29,5, с генератором 46,3 м.

В зависимости от мощности турбоустановки при номинальных параметрах завод гарантирует следующие показатели:

мощность на клеммах генератора, МВт	500	400	300
расход пара через стопорные клапаны, кг/с	423,6	327,8	241,7
температуру питательной воды, °С	268,5	249,5	228
гарантийный удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч)	7714	7827	8078

Так же как и в турбине К-300-240 ХТЗ, в турбине К-500-240 системы смазки и регулирования разобщены. Смазка подшипников маслом обеспечивается двумя основными электронасосами (один резервный) переменного тока, а в аварийных ситуациях — двумя аварийными электронасосами постоянного тока. Система включает масляный бак вместимостью 52 м³ и четыре маслоохладителя, один из которых резервный. Система регулирования турбины работает на конденсате и не имеет принципиальных отличий от системы регулирования турбины К-300-240 ХТЗ.

Турбина насыщенного пара К-220-44

Турбина К-220-44 построена ХТЗ в 1969 г. и предназначена для работы на двухконтурной АЭС. Мощность турбины на номинальном ре-

жиме 220 МВт при начальных параметрах пара 4,3 МПа и 255 °С и давлении в конденсаторе¹ 5,1 кПа. Частота вращения составляет 50 1/с.

Тепловая схема турбоустановки показана на рис. 6.46. Из реактора типа ВВЭР-440 теплоноситель (вода) при давлении 12 МПа и температуре 300 °С поступает в парогенератор, в котором вырабатывается насыщенный пар для паровой турбины. Охладившийся до 270 °С теплоноситель главным циркуляционным насосом возвращается в реактор.

Реактор имеет электрическую мощность 440 МВт и питает две паровые турбины мощностью 220 МВт каждая.

Насыщенный пар из парогенератора по четырем паропроводам поступает к четырем вмонтированным в паропроводы стопорным клапанам и затем — к четырем регулирующим клапанам, расположенным непосредственно на ЦВД турбины (рис. 6.47). Парораспределение турбины — сопловое. Опыт эксплуатации турбины с использованием соплового парораспределения показал недостаточную надежность рабочих лопаток регулирующей ступени. Поэтому в дальнейшем был осуществлен перевод турбины на дроссельное парораспределение. Модернизированные турбины К-220-44-2 имеют дроссельное парораспределение.

Турбина состоит из ЦВД и двух ЦНД. Процесс расширения пара в турбине показан на рис. 6.48. Поступая в сопловые коробки ЦВД, пар проходит регулирующую одну-вечную ступень и пять ступеней давления. В конце процесса расширения в ЦВД (отрезок АВ) давление пара составляет 0,3 МПа, а влажность достигает 13 %. Поэтому отработавший в ЦВД пар направляют в промежуточный сепаратор-паро-

¹ ХТЗ выпускает турбины К-220-44 для работы с давлением в конденсаторе в зависимости от местоположения АЭС.

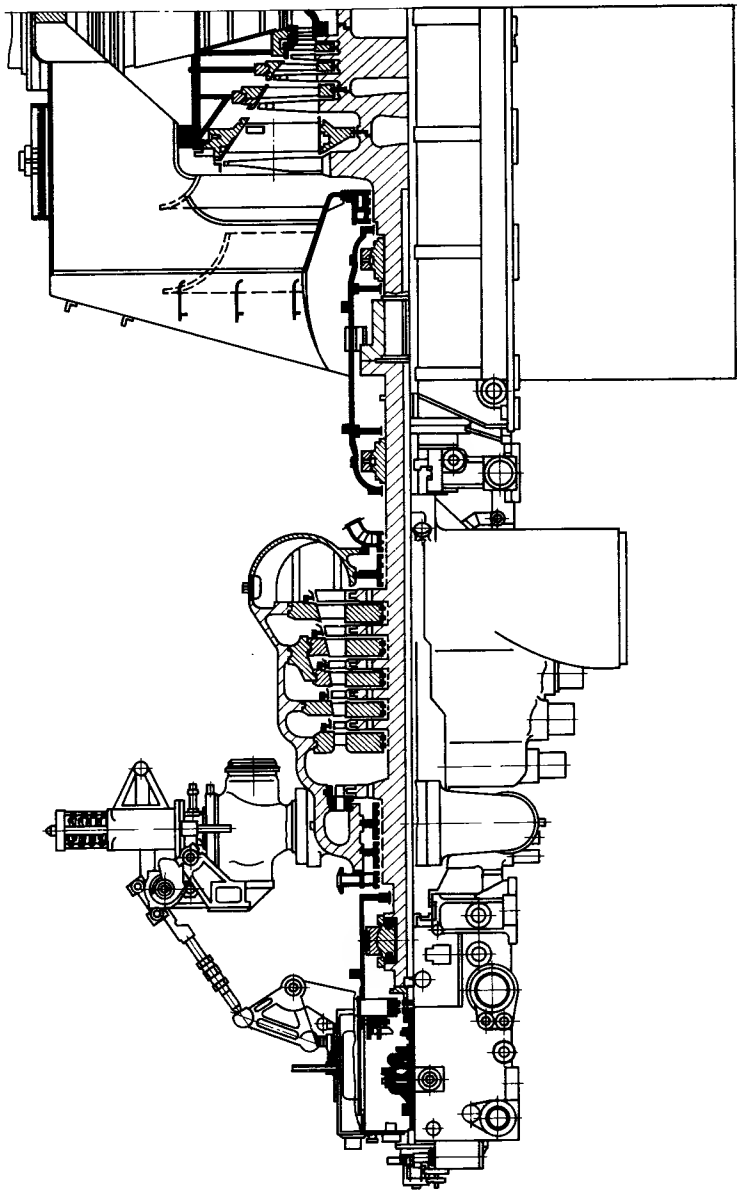
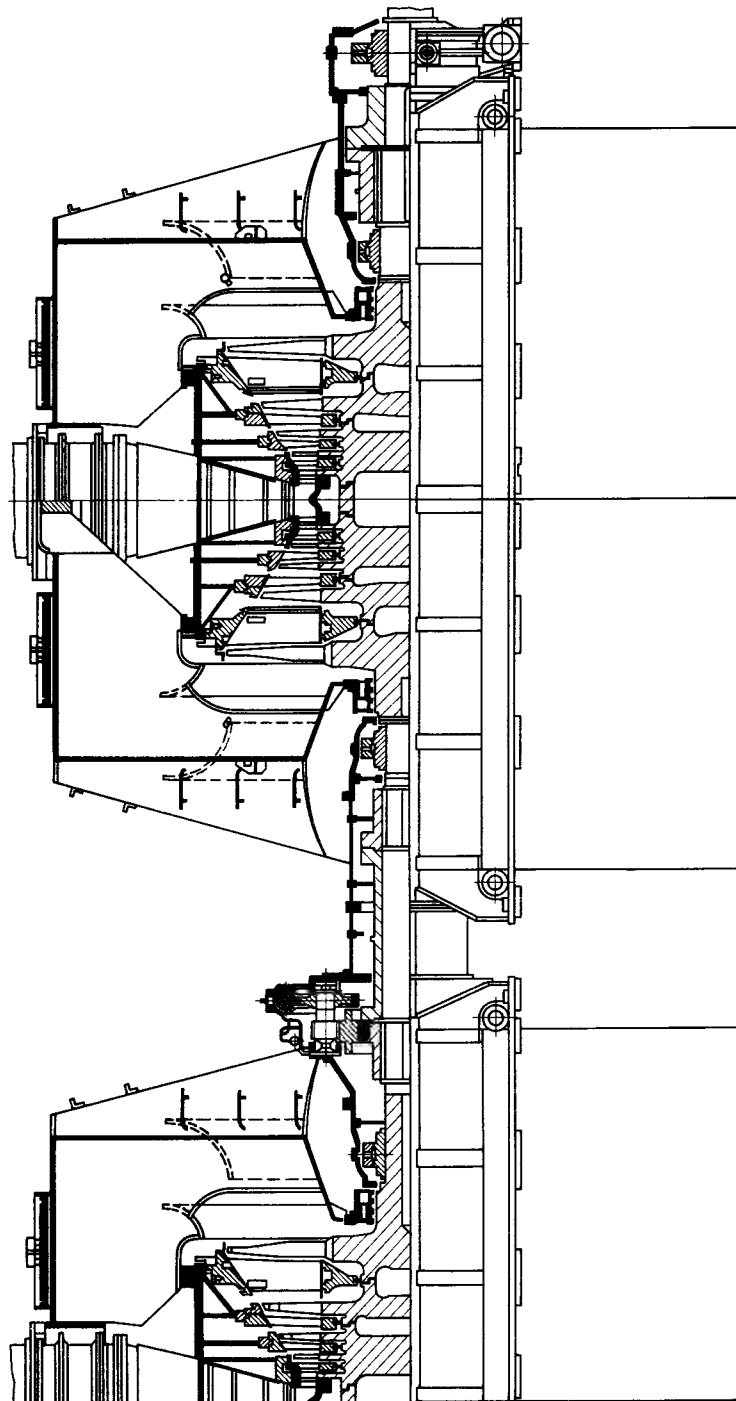


Рис. 6.47. Турбина К-220-44 ХТЗ



Продолжение рис. 6.47

перегреватель (СПП), который представляет собой (см. рис. 5.49) комплекс из двух одинаковых аппаратов, расположенных рядом с турбиной. Аппараты соединены параллельно как по перегреваемому, так и по греющему пару. Каждый из них представляет собой цилиндрический сосуд, состоящий из трех основных узлов: в верхней части расположен сепаратор, а затем последовательно — пароперегреватели I и II ступеней. В I ступени перегрева используется пар из первого отбора ЦВД при давлении 1,85 МПа, а во II — свежий пар. Конденсат греющего пара отводится в ПВД.

В сепараторе производится осушка пара до степени сухости $x=0,99$ (BC на рис. 6.48). Из промежуточного перегрева с параметрами 0,27 МПа и 240 °С через две стопорные заслонки по двум ресиверным трубам, проходящим над турбиной, пар подводится к двум ЦНД (см. рис. 6.47).

ЦНД — двухпоточные, симметричные. Каждый поток состоит из пяти ступеней. Последняя ступень имеет рабочую лопатку длиной 852 мм и кольцевую площадь выхода 6,26 м². При более глубоком расчетном вакууме устанавливается последняя ступень с длиной лопатки

1030 мм и кольцевой площадью выхода 8,2 м². Процесс расширения (отрезок DE на рис. 6.48) заканчивается при сухости около 0,93.

Из ЦНД пар поступает в два конденсатора, площадь поверхности S_k которых зависит от температуры охлаждающей воды:

$t_0, ^\circ\text{C}$	5	12	22
$S_k, \text{м}^2$	8150	10120	12150

Турбина К-220-44 имеет развитую систему регенерации. Она включает (см. рис. 6.46) пять ПНД, деаэратор и три ПВД, питаемых отборами из турбины. В ПВД направляется также греющий пар из промежуточного пароперегревателя. Температура питательной воды, поступающей в парогенератор, равна 223 °С.

Валопровод турбогенератора состоит из ротора ЦВД, двух роторов ЦНД и ротора генератора. Каждый из роторов валопровода уложен на двух опорных подшипниках. Передний подшипник — комбинированный (опорно-упорный). Корпус переднего подшипника — выносной, опирающийся на фундаментную раму, остальные подшипники встроены в выходные патрубки ЦНД. Все роторы соединены жесткими муфтами; полумуфта ротора ЦВД откована заодно с валом. Валоповоротное

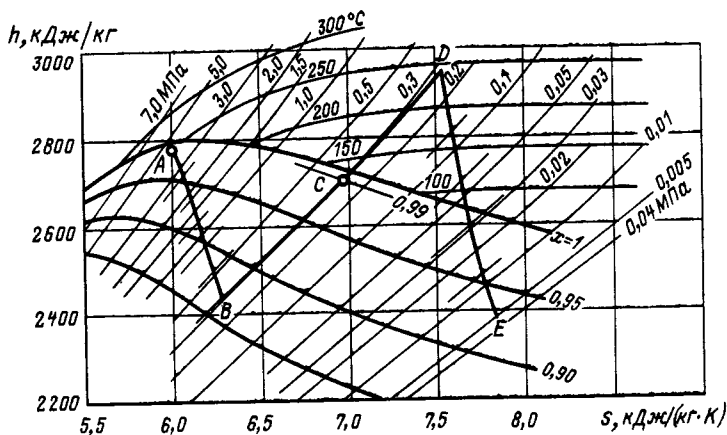


Рис. 6.48. Процесс расширения пара в турбине К-220-44 при номинальной нагрузке: AB — процесс в ЦВД; BCD — процесс в СПП; DE — процесс в ЦНД

устройство расположено на крышке подшипника между ЦНД.

Ротор ЦВД — цельнокованный из стали ЭИ-415. Лопатки I ступени имеют постоянный профиль и цельнофрезерованный бандаж. Лопатки остальных ступеней — закрученные, переменного профиля, с ленточным

мощность на клеммах генератора, МВт
расход пара на турбину с учетом СПП, кг/с
температура питательной воды, °С
гарантийный удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч)

Масса турбины без конденсатора составляет 750 т, ее длина без генератора 21,9, а с генератором 41,2 м.

При номинальных параметрах свежего пара и расходе 55 480 т/ч охлаждающей воды при температуре 22 °С завод гарантирует следующие удельные расходы теплоты:

235,69	222,29	206,56	160,68	119,74
407,5	383,8	349,9	266,6	203,8
226	223	218	203	187
11 326	11 397	11 326	11 506	12 231

бандажом на периферии. Роторы ЦНД — сварные, выполненные аналогично роторам модернизированной турбины К-300-240 ХТЗ. Выходные кромки рабочих лопаток двух последних ступеней всех потоков для увеличения сопротивления эрозии упрочнены электроискровой обработкой.

Низкие начальные параметры пара обусловили простую одинарную конструкцию корпуса ЦВД. Корпус состоит из двух половин, отлитых из стали 25Л. Сопловые сегменты регулирующей ступени установлены непосредственно в расточке корпуса. Диафрагмы первых двух и последней нерегулируемых ступеней ЦВД установлены в расточках корпуса, а двух предпоследних ступеней — в обойме. Такая конструкция обусловлена необходимостью размещения патрубков отбора. Проточная часть ЦВД после каждой ступени имеет ловушки для отвода влаги.

Каждый ЦНД выполнен с двойным корпусом, их конструкция в значительной степени унифицирована с конструкцией ЦНД турбин К-300-240 и К-500-240 ХТЗ. Кроме периферийного влагоудаления в ЦНД предусмотрена внутриканальная сепарация в полых сопловых лопатках последней ступени (см. рис. 3.50).

Корпус ЦВД лапами опирается на корпуса подшипников, а ЦНД устанавливаются непосредственно на фундаментные рамы своими опорными поясами. Турбина имеет два фиксункта, расположенных в области паровпуска ЦНД.

Системы регулирования и смазки турбины К-220-44 работают на масле марки 22. Система смазки включает в себя масляный бак вместимостью 56 м³, насосы смазки, маслоохладители, напорный бак и смазываемые подшипники. Двумя электронасосами (рабочим и резервным) через четыре маслоохладителя масло подается в напорные баки суммарной вместимостью 22 м³, откуда разводится на вкладыши подшипников. Такая система маслоснабжения позволяет обеспечить гарантированную смазку подшипников при переключении и отказах насосов маслоснабжения.

Из напорного бака масло подается также к главному масляному насосу, расположенному на валу турбины, который обеспечивает силовым маслом систему регулирования. Это создает подпор на всасывающей стороне главного масляного насоса и исключает его срывы. При пуске работает пусковой масляный электронасос высокого давления.

На рис. 6.49 показана система регулирования турбины.

Исполнительным органом системы регулирования является главный сервомотор, вращающий посредством зубчатой рейки (см. рис. 6.47) кулачковый вал и перемещающий в требуемом порядке клапаны турбины.

Впуск силового масла в соответствующую полость сервомотора производится отсечным золотником, под который подводится масло из импульсной линии. Изменение им-

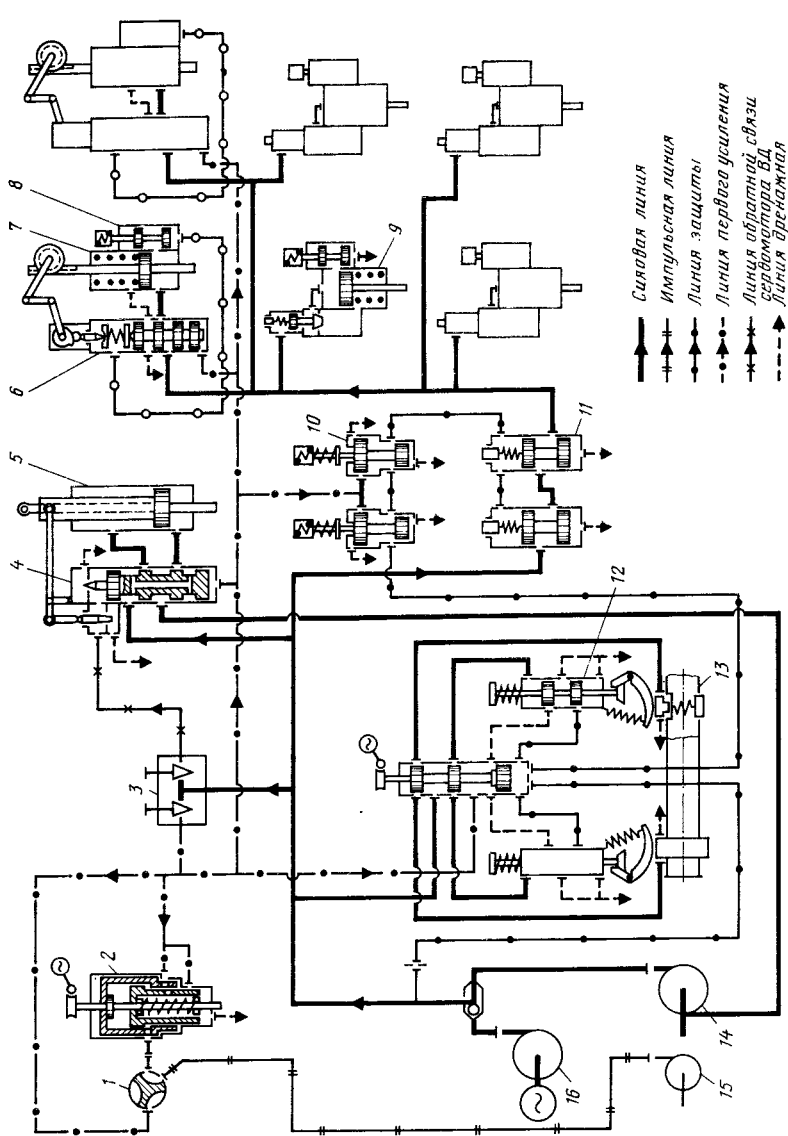


Рис. 6.49. Система регулирования турбины K-220-44 XT3:

1 - разгонное устройство; 2 - регулятор частоты вращения; 3 - блок настроечных дросселей; 4 - отсечной золотник; 5 - главный сервомотор; 6 - отсечной золотник промежуточного перепреда; 7 - сервомотор заслонки промежуточного перепреда; 8 - расширяющее устройство; 9 - сервомотор стопорного клапана; 10 - защитный золотник; 11 - промежуточный золотник защиты; 12 - блок золотников автомата безопасности; 13 - электромагнит; 14 - главный масляный насос; 15 - импеллер; 16 - пусковой масляный насос

пульсного давления происходит вследствие воздействий датчиков системы регулирования и защиты: регулятора частоты, электрогидравлического преобразователя, автомата безопасности и защитных золотников.

Датчиком частоты вращения служит импеллер, давление на напорной стороне которого преобразуется в перемещение золотника регулятора частоты вращения, изменяющего давление в импульсной линии.

Исполнительными органами системы защиты являются четыре стопорных клапана ЦВД и две стопорные заслонки ЦНД (см. рис. 4.34). Закрытие защитных органов происходит под действием пружин при сообщении противоположных полостей поршней сервомоторов со сливом. Срабатывание системы защиты при превышении номинальной частоты вращения на 10—12 % происходит под действием сдвоенного кольцевого автомата безопасности через блок золотников регулятора безопасности. Кроме того, защита срабатывает при снижении вакуума в конденсаторах до 72 кПа (540 мм рт. ст.), при повышении давления пара за ЦВД до

0,45 МПа (это может повредить СПП), при снижении давления масла на всасывающей стороне главного масляного насоса ниже 0,14 МПа, при недопустимом осевом сдвиге ротора, при снижении давления свежего пара ниже 3,5 МПа, при повышении уровня воды в парогенераторах и сборнике сепарата. В этих случаях через соленоиды блока защитных золотников вводится сигнал на медленное закрытие стопорных и регулирующих клапанов и заслонок.

Турбина насыщенного пара К-500-65/3000

Турбина выпущена в 1970 г. и предназначена для работы с канальным реактором. Начальные параметры 6,46 МПа и 280 °С, частота вращения 50 1/с. Пар, поступающий в турбину, радиоактивен, что налагает на турбинную установку требование абсолютной герметичности.

Тепловая схема турбинной установки показана на рис. 6.50. С помощью главного циркуляционного насоса в реактор канального типа

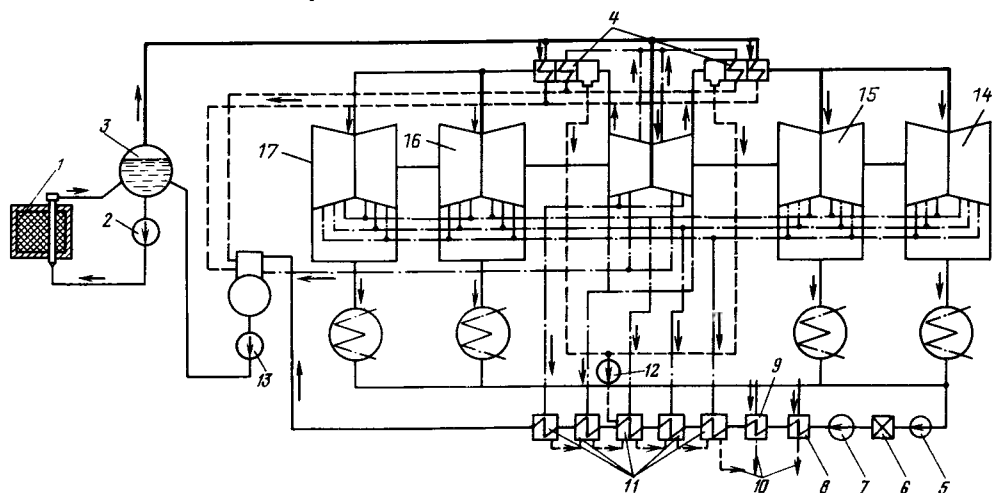


Рис. 6.50. Принципиальная тепловая схема турбоустановки ХТЗ К-500-65/3000:

1 — реактор; 2 — ГЦН; 3 — барабан-сепаратор; 4 — СПП; 5, 7 — конденсатные насосы I и II ступеней; 6 — конденсатоочистка; 8 — охладитель пара эжекторов; 9 — сальниковый подогреватель; 10 — в конденсатор; 11 — ПНД; 12 — сливной насос; 13 — питательный насос; 14—17 — соответственно ЦНД1, ЦНД2, ЦНД3, ЦНД4

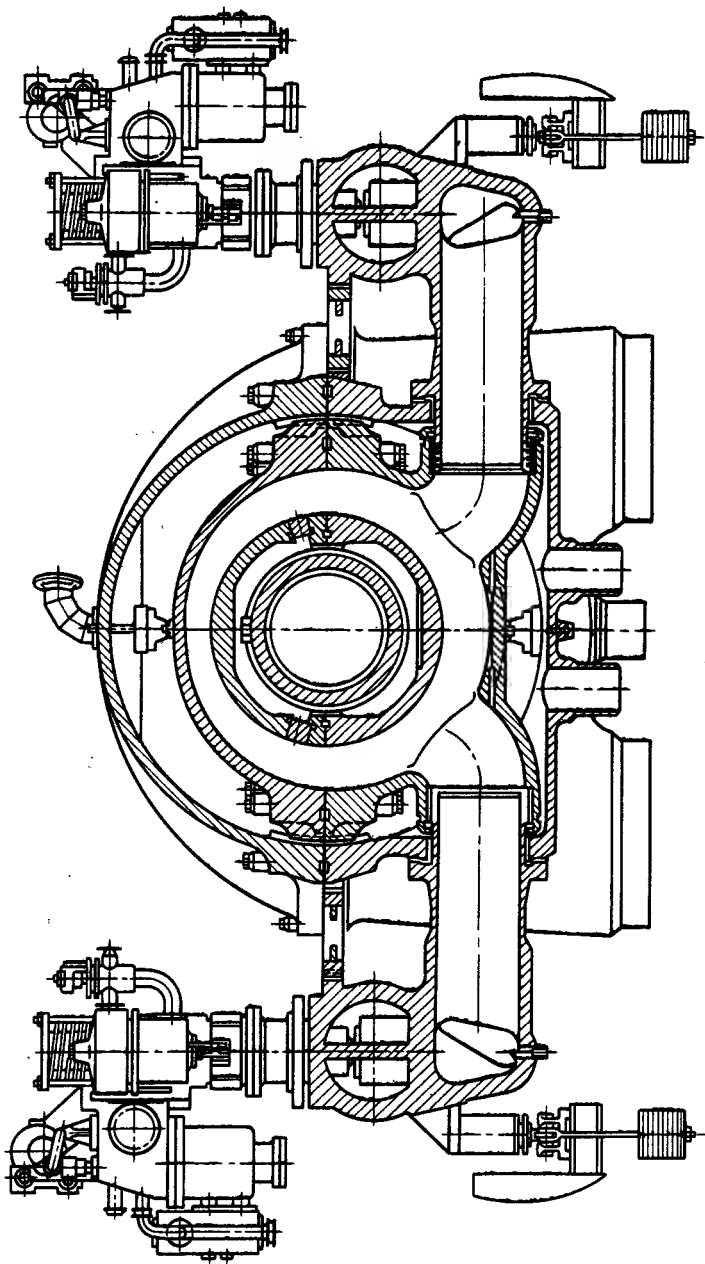


Рис. 6.51. Поперечный разрез по паровпуску ЦВД турбины К-500-65/3000 ХТЗ

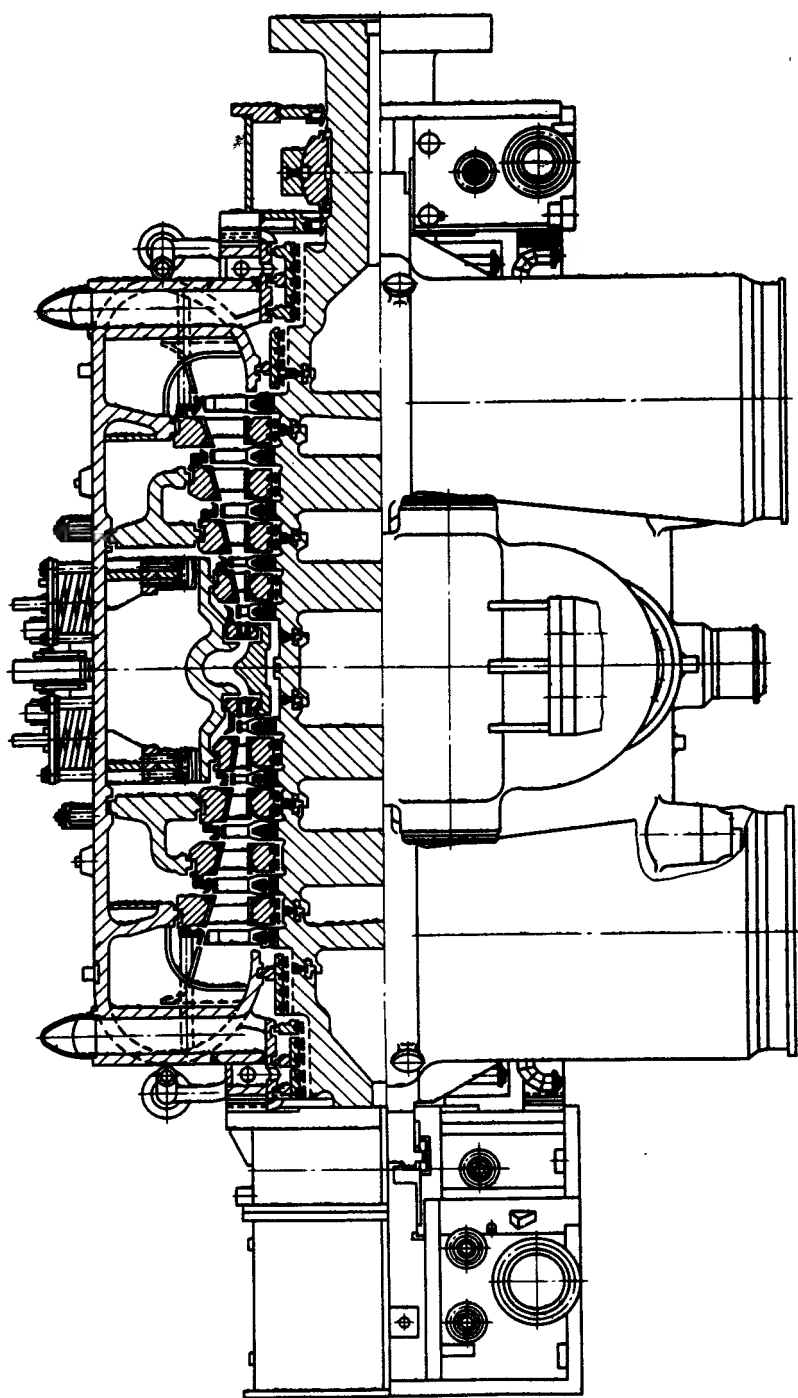


Рис. 6.52. ЦВД турбины К-500-65/3000 ХТЗ

марки РБМК-1000 подается вода. Проходя через технологические каналы, вода сначала нагревается, потом частично испаряется; пароводяная смесь поступает в барабаны-сепараторы, в которых происходит отделение насыщенного пара, поступающего затем в турбину. Параметры пара, покидающего барабан, составляют 6,86 МПа и 284 °С. Электрическая мощность реактора равна 1000 МВт; он питает паром две турбоустановки мощностью 500 МВт каждая.

По четырем трубопроводам от двух барабанов-сепараторов пар направляется к двум блокам стопорно-регулирующих клапанов, конструкция которых аналогична конструкции, показанной на рис. 4.32. От блоков клапанов, расположенных непосредственно у турбины, по двум паропроводам пар поступает в ЦВД (рис. 6.51). Все клапаны ЦВД открываются одновременно, следовательно, в турбине реализовано дроссельное парораспределение.

ЦВД — двухпоточный, симметричный, содержит по пять ступеней в каждом потоке (рис. 6.52). С давлением 0,346 МПа и степенью сухости 0,846 из четырех патрубков ЦВД пар поступает в СПП для осушки и перегрева перед подачей в ЦНД. СПП представляет собой комплекс из четырех одинаковых аппаратов, описанных выше (см. рис. 5.49). Аппараты соединены параллельно как по перегреваемому, так и по греющему пару. В первой ступени перегрева используется пар из первого отбора ЦВД, а во второй — свежий пар. Конденсат греющего пара отводится в деаэратор.

Из четырех СПП по четырем трубам пар с параметрами 0,29 МПа и 263 °С через стопорные заслонки подводится к четырем ЦНД. Каждый ЦНД — двухпоточный, в значительной степени унифицированный с ЦНД турбин К-220-44. Последняя лопатка имеет длину 852 мм.

Из ЦНД пар проходит в четыре

конденсатора, в которых номинальное давление составляет 3,92 кПа при расходе 20 720 т/ч охлаждающей воды (на один конденсатор) с температурой 12 °С.

Система регенеративного подогрева питательной воды турбоустановки включает подогреватель, использующий выходной пар эжекторов, сальниковый подогреватель, пять ПНД, питаемых из отборов турбины, деаэратор.

Между конденсатными насосами первой и второй ступеней включена конденсатоочистка, улавливающая из конденсата окислы кобальта, меди, циркония и железа, являющиеся носителями радиоактивности (особенно кобальт и цирконий). Таким образом осуществляется непрерывная дезактивация всего последующего конденсатного тракта.

Слив конденсата греющего пара выполнен по каскадной схеме, однако из первого подогревателя конденсат подается не в линию основного конденсата, как требуют соображения экономичности, а в конденсатор (при этом теплота конденсата греющего пара отдается бесполезно циркуляционной воде). Такое решение вызвано стремлением пропустить через конденсатоочистку не только основной конденсат, но и конденсат греющего пара.

Концевые уплотнения турбин, работающих на радиоактивном паре, должны питаться «чистым» паром. Поэтому уплотняющий пар (рис. 6.53) получают в специальной испарительной установке, представляющей собой теплообменный аппарат, в котором очищенная питательная вода, подаваемая из деаэратора, испаряется за счет теплоты пара из второго отбора ЦВД. Крайние камеры концевых уплотнений всех цилиндров соединяются с эжекторным холодильником, в котором поддерживается небольшой вакуум для исключения возможности утечки пара в атмосферу. Уплотняющий пар подается во вторые камеры уплотнений из трех коллекторов, два из которых обслуживают по два

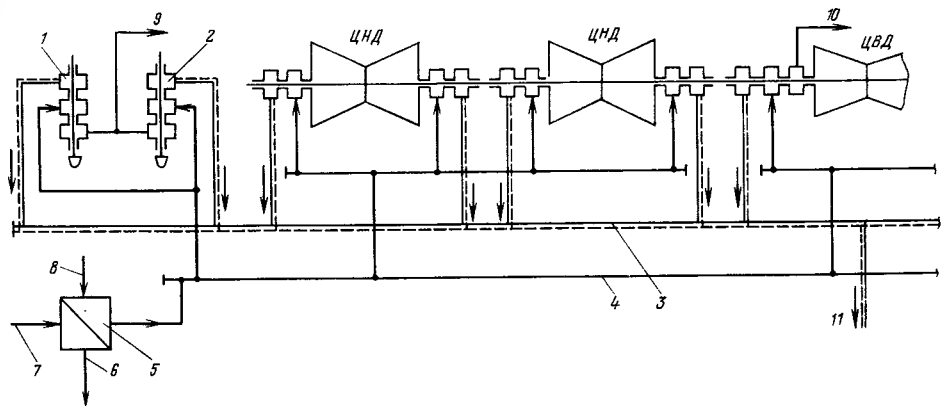


Рис. 6.53. Схема концевых уплотнений турбины К-500-65-3000:

1, 2 — уплотнения стопорных и регулирующих клапанов; 3, 4 — коллекторы отсоса пара и уплотняющего пара; 5 — испарительная установка; 6 — дренаж в конденсатор; 7 — греющий пар из второго отбора ЦВД; 8 — питательная вода из деаэратора; 9 — отсос в ЦНД; 10 — отсос во второй отбор; 11 — отсос в эжекторный холодильник

ЦНД, а третий — ЦВД. Аналогичным образом организовано уплотнение штоков клапанов.

Валопровод турбины состоит из ротора ЦВД, четырех роторов ЦНД и ротора генератора. Все роторы валопровода — сварно-кованные. Каждый из них уложен в двух подшипниках. Роторы соединены жесткими муфтами.

Все ЦНД имеют встроенные корпуса опорных подшипников (рис. 6.54). Опирание ЦНД на фундаментные рамы осуществляется по опорному поясу, расположенному ниже плоскости разъема. Между ЦНД3 (нумерацию ЦНД см. на рис. 6.50) и ЦВД устанавливается приставной корпус подшипника, опирающийся на фундаментную раму и приболоченный к встроенному корпусу подшипника ЦНД. В приставном подшипнике размещаются упорный подшипник валопровода и опорный подшипник ротора ЦВД. Приставной подшипник с двух сторон несколько ниже горизонтального разъема имеет горизонтальные площадки, в которых выполнены шпоночные пазы (см. поз. 5 на рис. 6.54), служащие для установки поперечных шпонок под лапы корпуса ЦВД.

Аналогичный приставной подшипник имеется между ЦВД и ЦНД2 с двумя особенностями: он содержит

только вкладыш опорного подшипника ротора ЦВД, и, кроме того, опорная поверхность лап ЦВД выполнена гладкой, и поэтому лапы могут скользить по опорным поверхностям, расположенным на уровне разъема по бокам корпуса приставного подшипника. Таким образом, корпус ЦВД на четырех лапах подвешивается на уровне разъема к корпусам приставных подшипников.

Рассмотренная конструкция опор диктует и схему тепловых расширений турбины. Продольные шпонки, расположенные на одной оси, между фундаментными рамами ЦНД и его опорным поясом, а также между приставными подшипниками и фундаментными рамами, обеспечивают совмещение вертикальных плоскостей ЦНД и приставных подшипников. Пригонка к ним вертикальной плоскости ЦВД осуществляется с помощью двух пар вертикальных шпонок, устанавливаемых между корпусом ЦВД и приставными подшипниками.

Поперечные шпонки устанавливают в плоскостях опирания всех четырех ЦНД. При этом пересечение осей продольных и поперечной шпонок ЦНД3 (см. рис. 6.50) образует фиксупunkt системы ЦВД — ЦНД3, поскольку между лапами

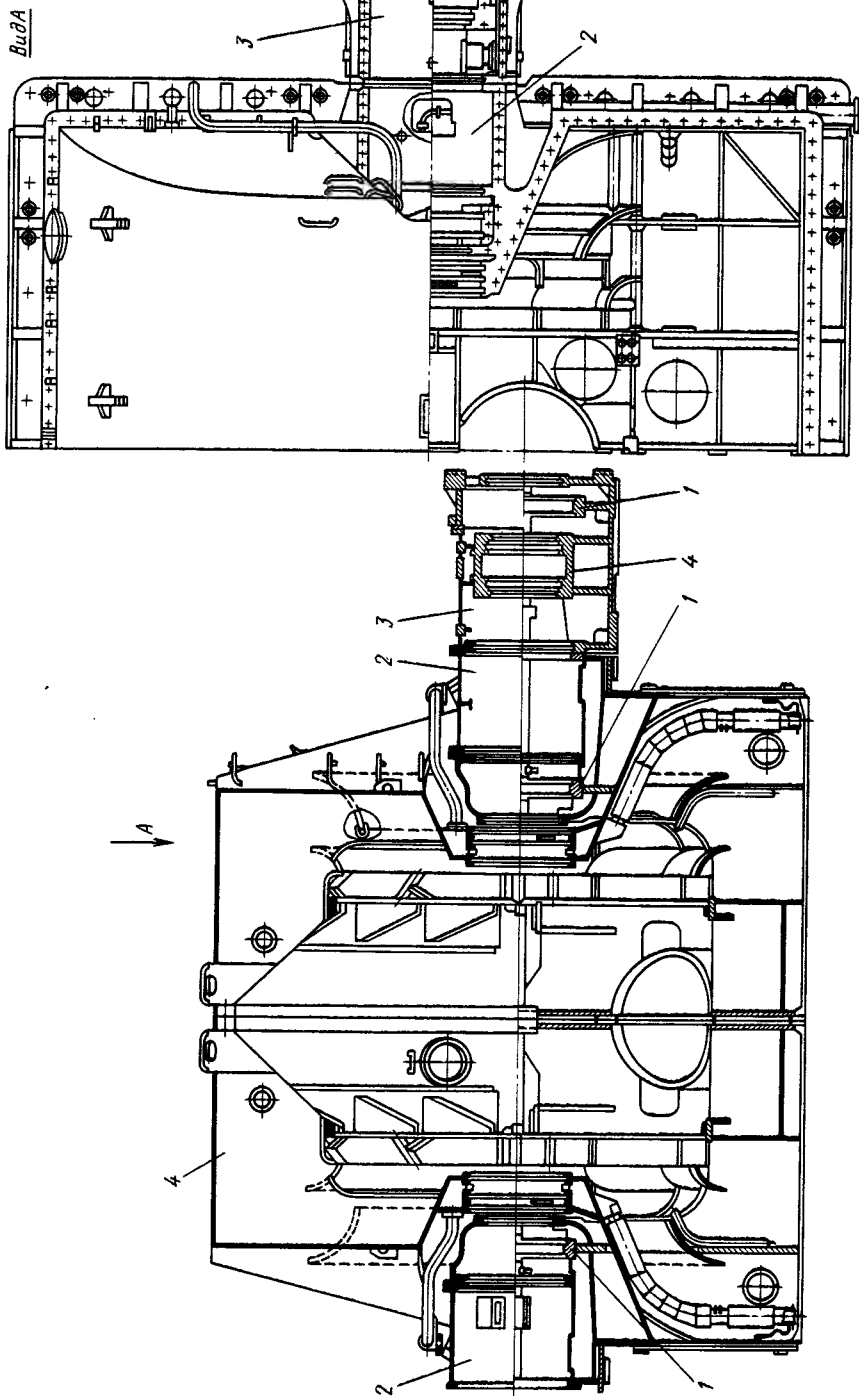


Рис. 6.54. Корпус ЦНД3 турбины К-500-65/3000 ХТЗ со встроенными опорными подшипниками и с приставным корпусом упорного подшипника:

1 — опоры вкладыша опорного подшипника; 2 — корпуса встроенных подшипников; 3 — корпус приставного подшипника; 4 — опора вкладыша упорного подшипника; 5 — шпоночные пазы под лапы корпуса ЦВД

ЦВД и их опорами на приставном подшипнике установлены поперечные шпонки, а две другие лапы свободно скользят по опорным поверхностям на приставном подшипнике между ЦВД и ЦНДЗ. Таким образом, при разогреве турбины система корпусов ЦНДЗ — ЦВД и корпус ЦНД2 перемещаются навстречу друг другу.

Валоповоротное устройство установлено на крышке подшипника между соседними ЦНД левого потока и обеспечивает частоту 3,8 1/мин. Роторы валопровода изготовлены из стали ЭИ-415.

Проточная часть турбины снабжена развитой системой влагоудаления. В ЦВД ряд ступеней имеют рабочие лопатки, ширина бандажа на которых меньше ширины рабочих лопаток (в осевом направлении). Попадающая на рабочие лопатки влага отбрасывается центробежными силами в специальные ловушки, расположенные напротив срезанной части бандажа. Сопловые лопатки последних ступеней ЦНД оборудованы внутриканальной сепарацией.

Корпус ЦВД выполнен двойным (см. рис. 6.52). Во внутреннем корпусе расположено по две ступени двух потоков. Впуск пара во внутренний цилиндр осуществляется по двум патрубкам, расположенным в нижней половине корпуса. Это облегчает и ускоряет закрытие и открытие ЦВД при монтаже и ремонтах. Внешний корпус — сварно-литой. Диафрагмы двух предпоследних ступеней установлены в обойме, а диафрагма последней ступени — непосредственно в корпусе. Горизонтальные разъемы обоймы и внешнего корпуса, а также места установки обоймы и диафрагм защищены от шелевой эрозии вставками из нержавеющей стали. Половины диафрагмы ЦВД сболчиваются друг с другом.

Масса собственно турбины 1570 т, длина турбины 40 м.

Гарантийный удельный расход теплоты на номинальном режиме составляет 10 840 кДж/(кВт·ч).

Системы смазки и регулирования работают на масле. Система смазки турбины К-500-65/3000 во многом аналогична системе смазки турбины К-220-44. Из основного масляного бака вместимостью 80 м³ со встроеными плоскими сетчатыми фильтрами тремя масляными насосами, один из которых резервный, масло подается в напорные баки, обеспечивающие питание маслом подшипников турбин (в том числе и при переключении насосов) и главного масляного насоса системы регулирования, расположенного на валу турбины.

Система имеет пять маслоохладителей, один из которых является резервным.

Опорные подшипники оборудованы устройствами для гидростатического подъема валопровода при пуске турбины на валоповоротном устройстве. Это уменьшает мощность электродвигателя валоповорота и предохраняет баббитовую заливку вкладышей от износа. Для подъема вала служат специальные масляные насосы.

На рис. 6.55 показана система регулирования турбины. Она выполнена на традиционных элементах, используемых ХТЗ. В пусковых режимах давление силового масла поддерживает электронасос высокого давления.

Датчиком частоты вращения служит импеллер. Изменяющееся давление за ним управляет регулятором частоты вращения, положение золотника которого определяет давление масла в импульсной линии. Изменение импульсного давления приводит к смещению двух отсечных золотников, управляющих положением четырех стопорно-регулирующих клапанов ЦВД и четырех стопорных заслонок на трубопроводах от СПП к ЦНД. Использование стопорных заслонок в качестве не только защитных, но и регулирующих органов является характерной особенностью турбины К-500-65/3000.

Исполнительными органами си-

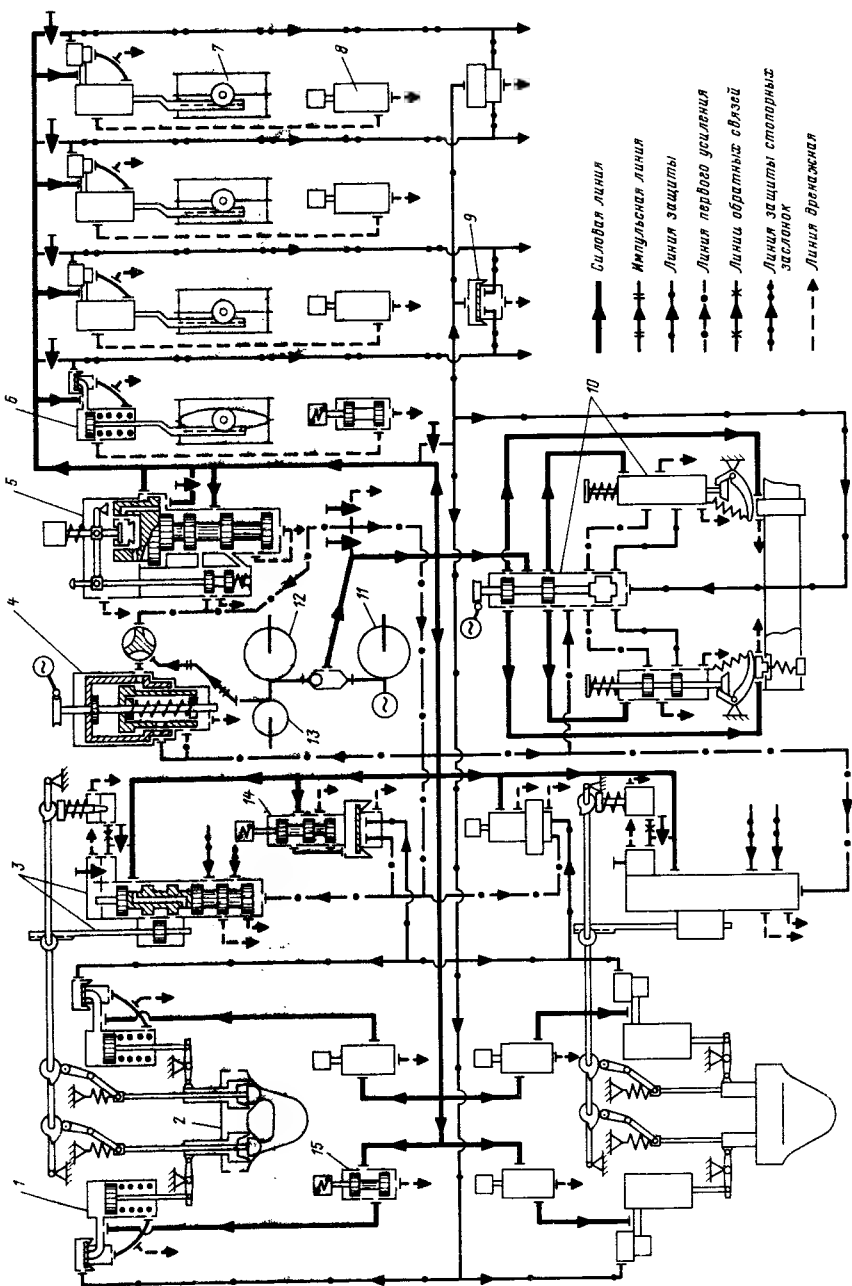


Рис. 6.55. Схема регулирования турбины К-500-65/3000:

1 - сервомотор стопорного клапана; 2 - блок стопорно-регулирующих клапанов; 3 - главный сервомотор с отсечным золотником; 4 - регулятор частоты вращения; 5 - ЭП; 6 - сервомотор заставки ЦНД; 7 - заслонка ЦНД; 8, 15 - расходоизмеряющие устройства; 9 - мембранный разделитель; 10 - блок золотников автомата безопасности; 11 - пусковой масляный насос; 12 - главный масляный насос; 13 - защитное устройство; 14 - импеллер; 15 - главный масляный насос.

стемы защиты турбины являются стопорные клапаны ЦВД, стопорные заслонки ЦНД и обратные клапаны на паропроводах отборов.

Защита турбины от разгона выполняется двоянным кольцевым автоматом безопасности, действующим на золотник автомата безопасности, который в свою очередь обеспечивает падение давления масла в импульсной линии и под поршнями сервомоторов стопорных клапанов и стопорных заслонок. Это приводит к закрытию регулирующих клапанов и других защитных органов.

Защитные устройства с электромагнитами дают возможность осуществлять отключение турбины вручную или дистанционно.

Электрогидравлический преобразователь, включенный в импульсную линию, позволяет вводить электрические сигналы, увеличивающие быстродействие системы регулирования и защиты.

Турбина насыщенного пара К-750-65/3000

Головной образец турбины выпущен ХТЗ в 1984 г. Она предназна-

чена для работы в дубли-блоке с реактором канального типа РБМК-1500 электрической мощностью 1500 МВт. Параметры свежего пара: давление 6,37 МПа, влажность 0,5 %; при температуре охлаждающей воды 15 °С давление в конденсаторе составляет 4,4 кПа. Частота вращения 50 1/с. Разделительное давление составляет 0,49 МПа, температура за СПП 263 °С. При этих условиях турбина развивает мощность 810 МВт (см. табл. 6.3).

Создание турбины К-750-65/3000 стало возможным благодаря повышению мощности реактора с 1000 до 1500 МВт и созданию ЦНД с новой рабочей лопаткой последней ступени длиной 1030 мм при среднем диаметре 2,53 м, что обеспечивает торцевую площадь выхода пара для одного потока 8,19 м².

Тепловая схема турбоустановки показана на рис. 6.56. Пар из барабанов-сепараторов реакторной установки по четырем паропроводам диаметром 600 мм поступает к двум блокам стопорно-регулирующих клапанов, расположенных непосредственно у турбины на оси паровпуска (рис. 6.57). Каждый блок состоит из одного стопорного (диаметр седла

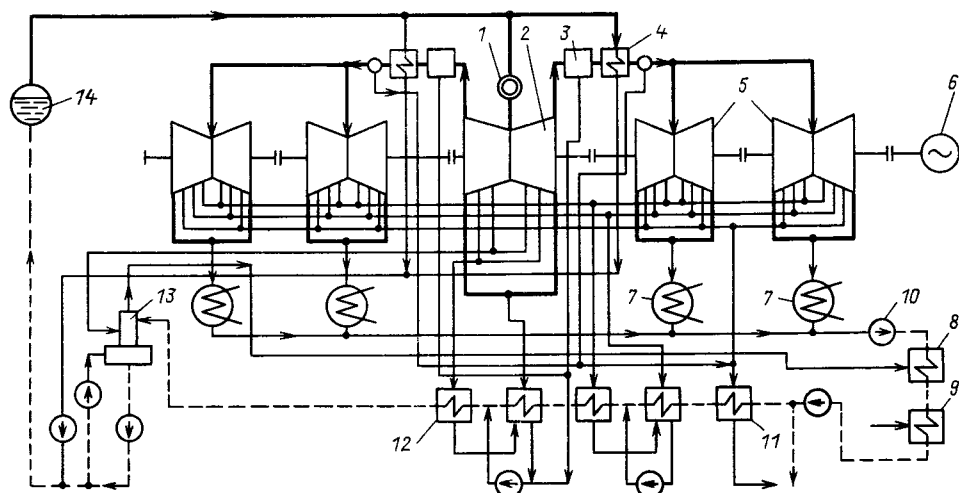


Рис. 6.56. Тепловая схема турбоустановки с турбиной К-750-65/3000 ХТЗ:

1 — стопорный клапан; 2 — ЦВД; 3 — сепаратор; 4 — промежуточный пароперегреватель; 5 — ЦНД; 6 — генератор; 7 — конденсатор; 8, 9 — холодильники основного эжектора и эжектора уплотнений; 10 — конденсатные насосы; 11, 12 — ПНД; 13 — деаэрация; 14 — барабан-сепаратор реактора

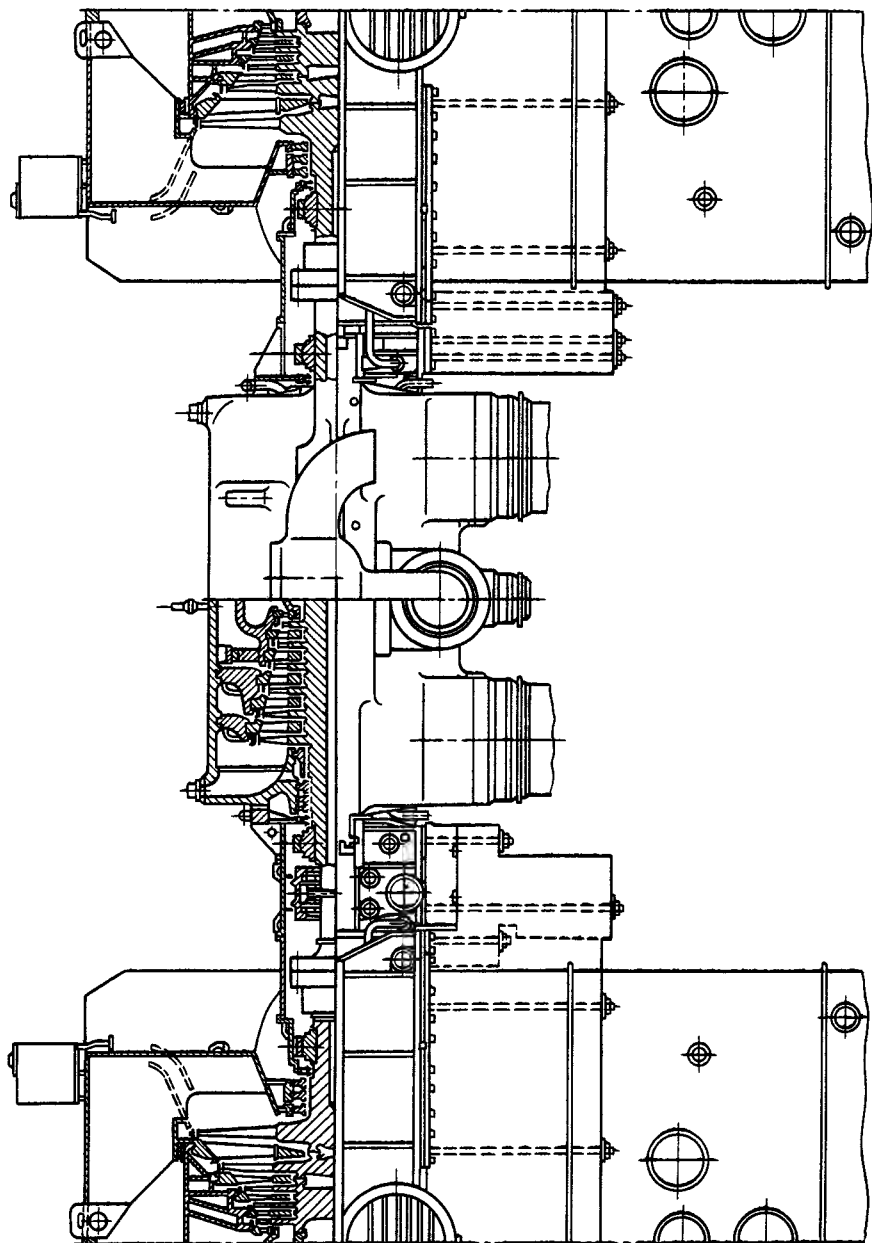


Рис. 6.57. Продольный разрез турбины К-700-65/3000 (показаны только ЦВД и по одному потоку двух соседних ЦНД)

600 мм) и двух регулирующих (диаметр седла 600 мм) клапанов. Регулирующие клапаны турбины открываются одновременно, т. е. в турбине реализовано дроссельное парораспределение. Пар от блоков клапанов подается по двум трубам в нижнюю половину ЦВД, где расширяется до давления 0,52 МПа и степени сухости 85 % и по четырем ресиверным трубам диаметром 1400 мм идет к четырем СПП, расположенным попарно по обе стороны турбины. В отличие от турбоустановки с турбинами К-500-65/3000 в рассматриваемой турбоустановке использован одноступенчатый промежуточный перегрев основного пара свежим паром. После сепаратора пар с влажностью примерно 1 % поступает в пароперегреватель. Греющий пар отбирается из полости между стопорным и регулирующим клапанами ЦВД; поэтому закрытие стопорных клапанов в аварийных ситуациях приводит к прекращению подачи пара и в турбину, и в пароперегреватель СПП.

После СПП пар по четырем ресиверным трубам диаметром 1200 мм направляется к четырем ЦНД, расположенным попарно по обе стороны ЦВД. Таким образом, пар к каждому ЦНД подводится в нижние половины с двух сторон. На каждой из подводящих труб перед ЦНД установлены по две последовательные стопорные заслонки диаметром 1200 мм, предотвращающие разгон турбины паром из ЦВД, СПП и ресиверных труб при полном сбросе нагрузки с отключением генератора от сети.

Пар из каждого ЦНД поступает в свой двухходовой однопоточный конденсатор с поверхностью 16 560 м². Из конденсатосборников насосами I ступени конденсат прокачивается через холодильники основных пароструйных эжекторов и эжекторов уплотнений, проходит через конденсатоочистку и насосами II ступени подается в деаэратор. Впервые в отечественной практике

принято повышенное давление в деаэраторе (1,2 МПа), при котором температура насыщения составляет 187 °С. Высокая температура воды в деаэраторе позволила отказаться от ПВД и подавать питательную воду прямо в барабаны-сепараторы реактора. Для этого используется питательная установка, состоящая из четырех основных и одного резервного параллельно включенных насосов с электроприводом.

Таким образом, система регенерации включает пять последовательно включенных ПНД поверхностного типа и деаэратор. При этом принята более совершенная система использования теплоты сепарата (извлеченного из пара конденсата) СПП и конденсата греющего пара.

Собственно турбина состоит (рис. 6.57) из ЦВД и четырех одинаковых ЦНД. Ее валопровод включает роторы цилиндров и ротор генератора. Каждый из роторов уложен в два сегментных подшипника, имеющих малые потери трения. Шейка подшипника, примыкающего к генератору, имеет диаметр 560 мм, все остальные 520 мм, что обеспечивает прочность валопровода при крутильных колебаниях валопровода, возникающих при коротких замыканиях в генераторе и несинхронных включениях в сеть. Роторы соединены жесткими муфтами, полумуфты которых насаживаются на концы ротора.

Валоповоротное устройство с приводом от электродвигателя обеспечивает вращение валопровода с частотой 3,8 1/мин. Для исключения износа баббитовой заливки вкладышей при работе на валоповоротном устройстве и на малой частоте вращения, когда под шейками роторов отсутствуют устойчивые масляные клинья, опорные подшипники снабжены гидростатическим подъемом: специальными насосами масло под давлением 5 МПа подается к отверстиям в нижних сегментах вкладышей подшипников.

Упорный подшипник (см. рис.

3.71) выполнен отдельно от опорной части и установлен в корпусе подшипника между ЦВД и ЦНД.

ЦВД — двухпоточный; каждый из потоков состоит из шести ступеней. Ротор ЦВД — цельнокованный из стали 34ХНЗМ. Рабочие лопатки изготовлены заодно с бандажами. Лопатки первых двух ступеней имеют профили, постоянные по высоте, остальных ступеней — переменные. Рабочие лопатки всех ступеней, кроме последних, установлены на дисках с помощью грибовидных хвостовиков, последних — посредством елочных хвостовиков по дуге окружности.

Корпус ЦВД выполнен двухстенным. Внутренний корпус с тонкой стенкой способствует хорошей маневренности турбины, позволяет создать плотный фланцевый разъем и исключить его щелевую эрозию. Для увеличения эрозионной стойкости и плотности он отлит из стали 15Х1М1ФЛ. В расточках внутреннего корпуса установлены диафрагмы первых трех ступеней обоих потоков. Внутренний корпус подвешивается в наружном на уровне разъема с помощью четырех лапок; совпадение вертикальных плоскостей внутреннего и внешнего корпусов обеспечивается продольными шпонками. Общая поперечная плоскость корпусов проходит через оси паровпускных патрубков, подводящих свежий пар во внутренний корпус.

Внешний корпус выполнен из стали 25Л. В нем установлены две обоймы, в первой из которых заключены диафрагмы V и VI ступеней, а во второй — диафрагма последней ступени. Из камер между внутренним корпусом и обоймами осуществляется отбор пара на регенерацию с одновременным удалением влаги.

Для предохранения от износа статорных деталей плотным влажным паром принят ряд дополнительных мер. Обоймы и диафрагмы выполнены из нержавеющей стали 08Х13. Разъемы корпусов цилиндров,

отлитые из слаболегированной стали, и другие потенциальные зоны щелевой эрозии, например опорные части гребней обойм, имеют наплавки из специальных сталей.

Каждый ЦНД выполнен двухпоточным. Поток состоит из пяти ступеней с постоянным корневым диаметром проточной части 1500 мм. Рабочие лопатки всех ступеней имеют переменный по высоте профиль. Лопатки первых двух ступеней выполнены с накладными бандажами, трех последних — с цельнофрезерованными. Первые три ряда рабочих лопаток имеют хвостовики грибовидного типа с тремя опорными поверхностями, последние два — елочные хвостовики с торцевой заводкой по дуге окружности.

Ротор каждого из ЦНД — сварной, состоящий из семи частей. Дисковые части имеют профили, близкие к телу равного сопротивления растяжению центробежными силами. Корпус ЦНД выполнен двухстенным. Во внутреннем сварном корпусе (обойме) устанавливаются сварные диафрагмы. Радиальные перегородки в обойме обеспечивают ее жесткость и создают камеры для отбора пара на регенеративные подогреватели.

Диафрагма последней ступени выполнена с внутриканальной сепарацией влаги (см. рис. 3.50).

Опирающие турбины на фундамент и ее тепловое расширение совершенно аналогичны опиранию и расширению турбины К-500-63/3000, описанным выше. Системы смазки и регулирования турбин К-750-65/3000 и К-500-65/3000 принципиальных различий не имеют.

Удельный расход теплоты турбоустановки при мощности 810 МВт составляет 10 676 кДж/(кВт·ч). Длина турбины 40,6 м, масса 1517 т.

Сравнение турбин К-500-65/3000 и К-750-65/3000 позволяет ясно увидеть, сколь большие преимущества дает увеличение единичной мощности: при примерно 10 %-ном увеличении расхода металла мощность турбины возрастает в 1,5 раза.

Турбина насыщенного пара K-500-60/1500

Размеры последней ступени турбины K-750-65/3000 при принятых давлении в конденсаторе и скорости пара за последней ступенью и использовании в качестве материала хромистой стали по существу являются «предельными»: увеличение длины лопатки или среднего диаметра ступени приводит к недопустимо опасному возрастанию в них напряжений от центробежных сил. Одним из возможных способов увеличения единичной мощности турбины является переход на частоту вращения 1500 1/мин. В связи с этим ХТЗ наряду с созданием быстроходных турбин мощностью 500 и 750 МВт одновременно разработал и тихоходную турбину мощностью 500 МВт, рассматривая ее как прототип будущих тихоходных турбин мощностью 1000 МВт и выше. Двумя такими турбинами был укомплектован энергоблок № 5 Нововоронежской АЭС.

Паровая турбина K-500-60/1500 мощностью 500 МВт (см. табл. 6.3)

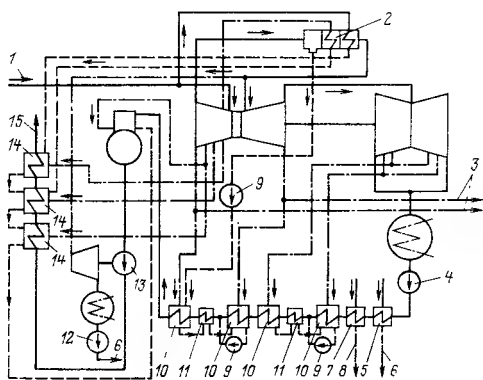


Рис. 6.58. Принципиальная тепловая схема турбоустановки K-500-60/1500 ХТЗ:

1 — свежий пар; 2 — СПП; 3 — отборы пара на сетевые подогреватели; 4, 12 — конденсатные насосы; 5 — охладитель пара эжекторов; 6 — дренаж в конденсатор; 7 — охладитель пара уплотнений; 8 — конденсат в дренажный бак; 9 — сливные насосы; 10 — ПНД; 11 — охладитель дренажа; 13 — питательный насос; 14 — ПВД; 15 — в парогенератор

спроектирована для работы насыщенным паром с начальным давлением 5,88 МПа с промежуточными сепарацией и двухступенчатым перегревом пара и с давлением в конденсаторе 5,9 кПа. Источником пара для турбины служит водо-водяной реактор ВВЭР-1000 электрической мощностью 1000 МВт, от которого питаются две турбоустановки.

Тепловая схема турбины приведена на рис. 6.58. Пар из парогенератора по двум паропроводам диаметром 0,6 м каждый подводится к двум блокам стопорно-регулирующих клапанов, из которых по двум U-образным трубам поступает в ЦВД. Турбина имеет дроссельное парораспределение.

В ЦВД (рис. 6.59) подобно турбине K-160-130 ХТЗ совмещены в одном цилиндре части высокого и среднего давлений. Пар, поступающий в ЦВД, проходит семь ступеней и по двум паропроводам направляется в СПП. После ЦВД пар имеет давление 1,15 МПа и влажность примерно 15 %. Из СПП с параметрами 1,06 МПа и 250 °С пар направляется по двум трубам диаметром 1200 мм в ЧСД ЦВД. Пройдя пять ступеней, пар с параметрами 0,27 МПа и 164 °С поступает в двухпоточный ЦНД, в каждом потоке которого размещено по четыре ступени. Лопатка последней ступени имеет длину рабочей части 1450 мм при среднем диаметре 4150 мм; кольцевая площадь выхода пара при этом составляет 18,9 м².

Из ЦНД по четырем горизонтальным трубам пар направляется в два одноходовых секционных конденсатора, в которых при расходе охлаждающей воды 22 900 м³/ч (на каждый конденсатор) с температурой 22 °С поддерживается давление 5,9 кПа.

В отличие от всех рассмотренных выше подвальных конденсаторов в турбоустановке K-500-60/3000 использованы боковые конденсаторы (рис. 6.60), расположенные сбоку от ЦНД турбины. Необходимость

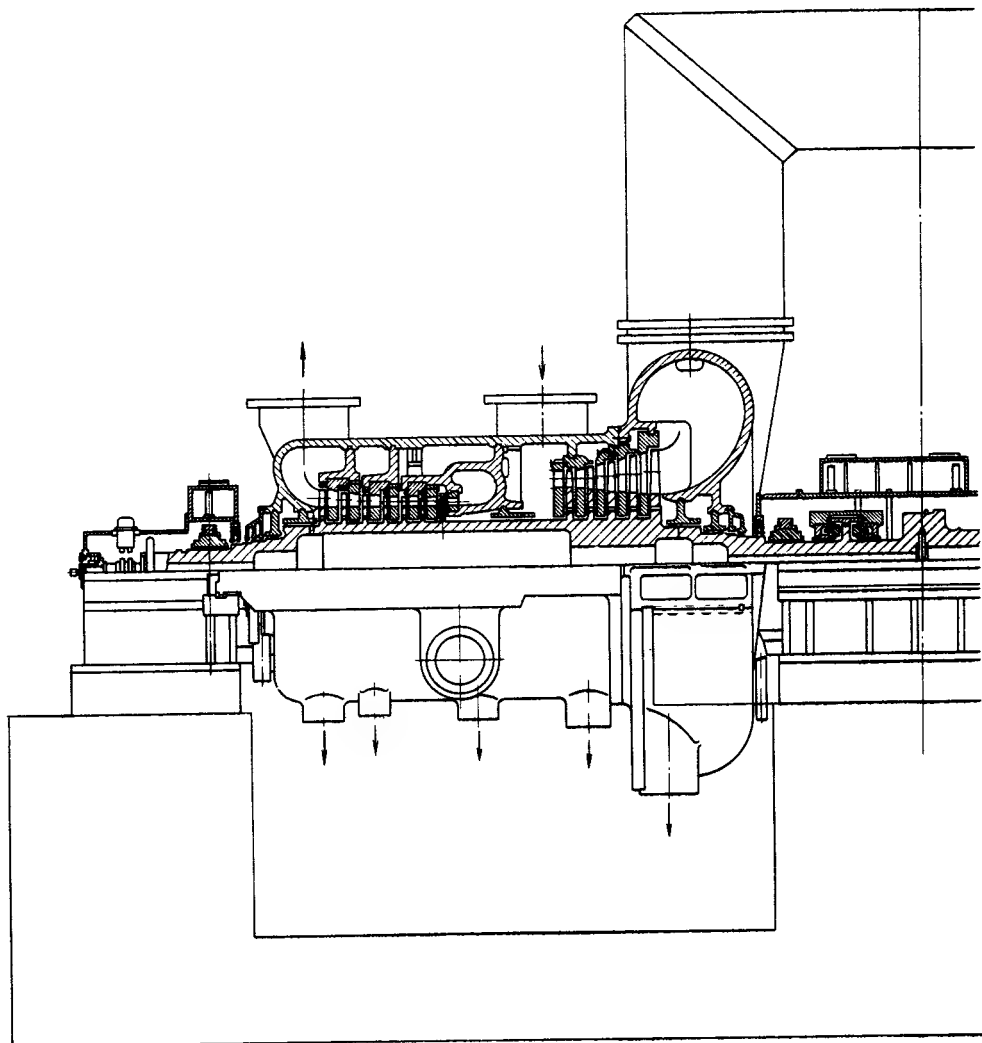
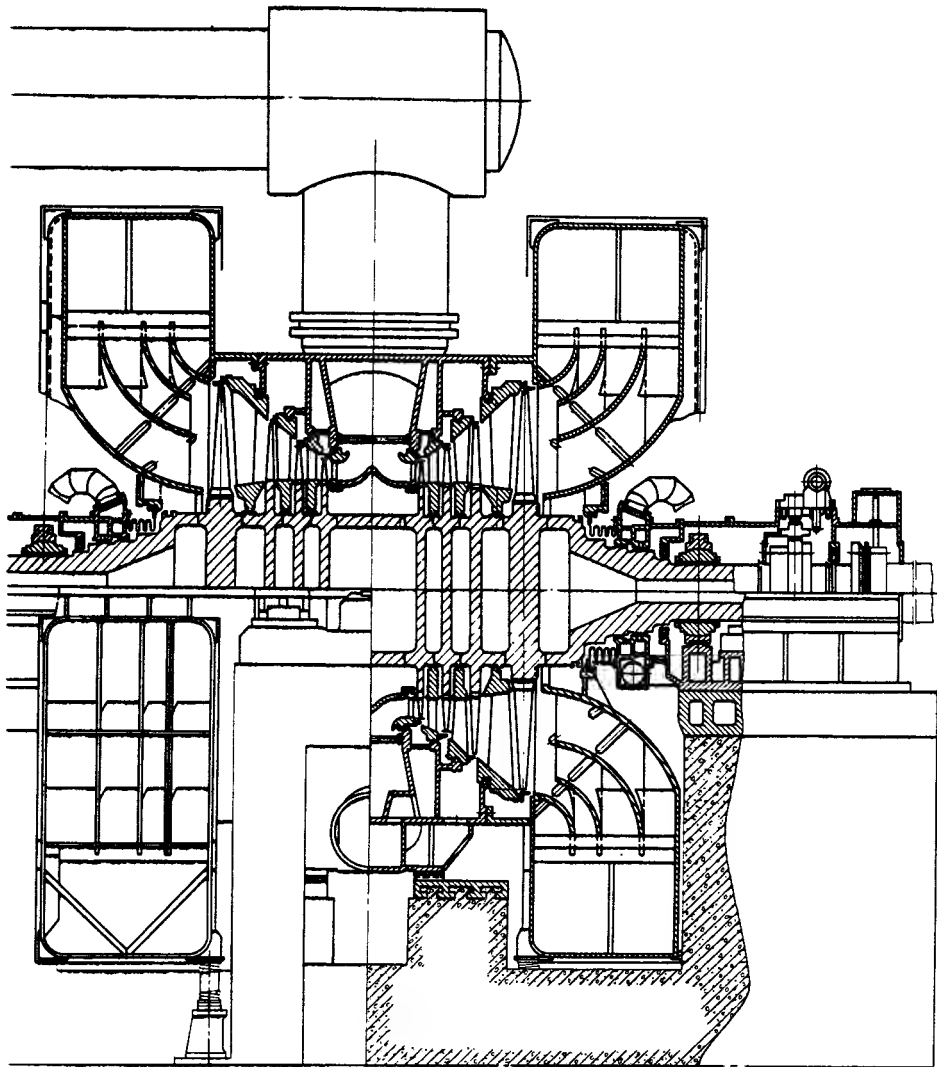


Рис. 6.59. Турбина К-500-60/1500 ХТЗ

перехода к такой конструкции в первую очередь вызвана большими размерами ЦНД, при которых резко увеличиваются силы и деформации от действия атмосферного давления и тепловые деформации от неравномерного нагрева. В этих условиях при традиционных конструкциях ЦНД и конденсаторов, горловины которых приварены к выходным патрубкам турбины, трудно создать рациональную конструкцию фундамента и тем самым обеспечить надежную работу турбины.

Гораздо проще решить эти задачи при использовании боковых кон-

денсаторов 1, устанавливаемых на фундаменте рядом с турбиной. Боковые конденсаторы практически не имеют силовой связи с корпусом ЦНД, поэтому усилия, действующие на последний, практически не зависят от вакуума в конденсаторе и от заполнения его водой. Неуравновешенными при такой конструкции оказываются горизонтальные силы, действующие на боковые стенки конденсаторов. Они воспринимаются опорами 2 и передаются на мощный фундамент турбоагрегата. Опоры 2 выполнены гибкими в вертикальном направлении, что совместно с исполь-



зованием компенсаторов 3 в переходных патрубках допускает независимые вертикальные перемещения конденсаторов и ЦНД.

Дополнительными преимуществами боковых конденсаторов являются меньшая неравномерность параметров пара за последней ступенью, что повышает надежность работы лопаток (см. § 11.2), и высокая степень восстановления давления в переходных патрубках. Последние также использованы для размещения в них подогревателей низкого давления № 1 и 2.

Вместе с тем персонал, обслуживающий турбоустановку с боковыми конденсаторами, должен обращать особое внимание на повышенную опасность заброса воды из конденсатора в турбину при повышении в нем уровня конденсата (так как боковые конденсаторы расположены по отношению к турбине выше, чем подвальные), а также на необходимость поддержания хорошей плотности всех вакуумных соединений, которых в боковых конденсаторах больше, чем в подвальных.

Регенеративная система состоит

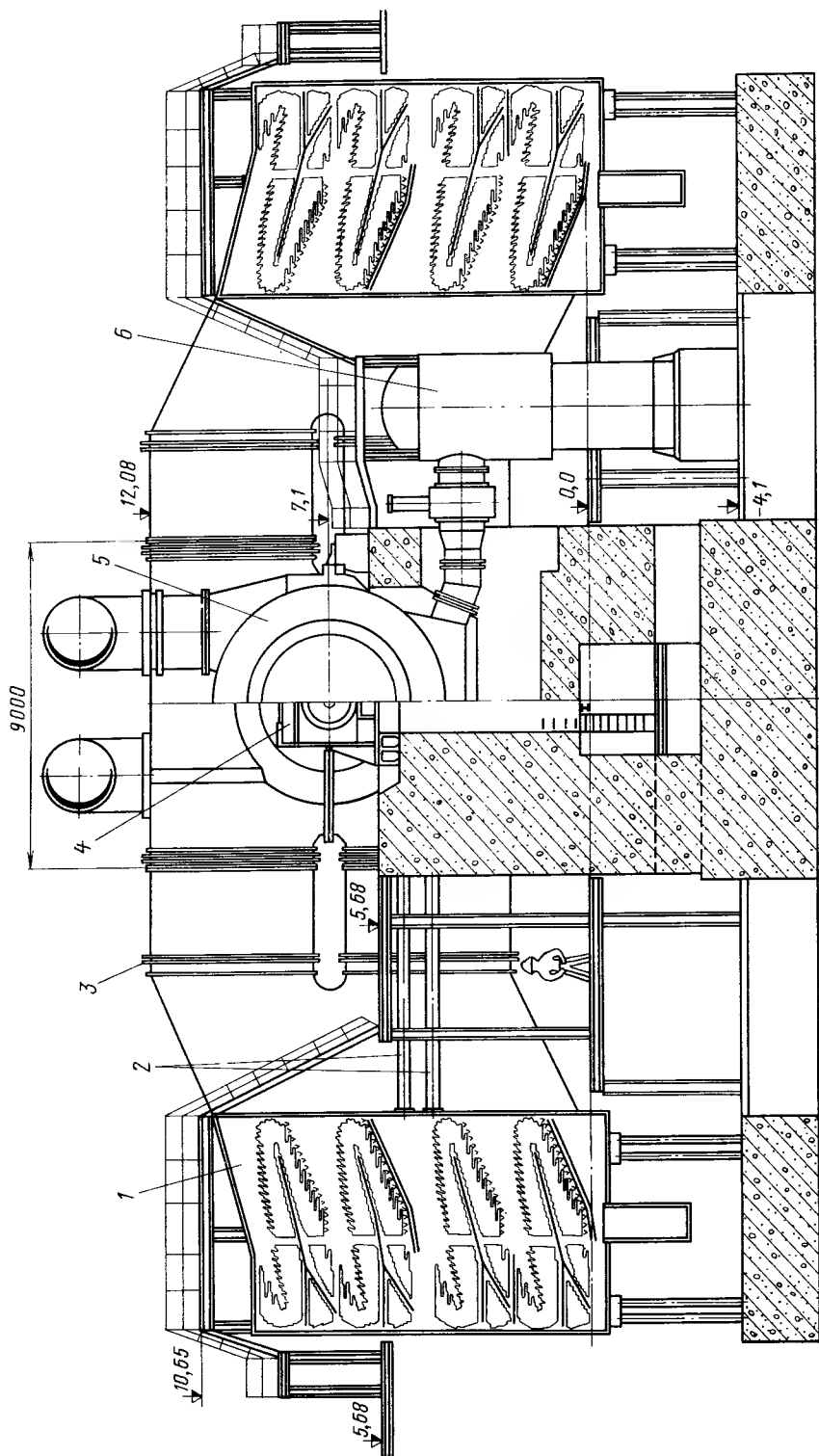


Рис. 6.60. Поперечный разрез турбины К-500-60/1500 ХТЗ:

1 — конденсатор; 2 — гибкие опоры; 3 — компенсаторы; 4 — корпус подшипника; 5 — корпус ЦНД; 6 — ПНД

из четырех ПНД, деазратора и трех ПВД; температура питательной воды при номинальной нагрузке равна 223 °С. Для привода питательного насоса используется паровая турбина с собственным конденсатором, потребляющая пар после СПП (при работе турбины) или свежий пар, дросселируемый в быстроедействие редукционной установке (при пусках турбины).

Оба ротора турбины — сварные, соединенные полумуфтами, откованными заодно с валами. Каждый из роторов лежит в двух опорных подшипниках. Упорный подшипник расположен между ЦВД и ЦНД. Крышки подшипников содержат аварийные масляные емкости.

Ротор ЦВД сварен из четырех частей: двух концевых и двух средних. Внутренняя расточка большого диаметра позволяет хорошо контролировать качество свариваемых поковок и сварных швов, но особенно благоприятно она сказывается на маневренности турбины: при малой толщине стенки ротора не возникает больших температурных напряжений при пуске.

Ротор ЦНД является уникальной инженерной конструкцией: он сварен из девяти частей, его максимальный диаметр составляет 5,5 м, длина 11,5 м, а масса достигает 160 т.

Корпус ЦВД выполнен двойным. Осевое положение внутреннего корпуса в наружном фиксируется кольцевым выступом, который одновременно является разделительной перегородкой между ЧВД и ЧСД. Во внутреннем корпусе установлены три ступени; диафрагмы остальных ступеней расположены в обоймах. Межобоймные пространства использованы для размещения патрубков отборов. Все диафрагмы ЧВД изготовлены из нержавеющей стали. Диафрагмы, установленные в обоймы, сболчены попарно. Другой характерной особенностью установки диафрагм является их подвеска только в нижней половине обоймы;

перед закрытием обоймы горизонтальный разъем диафрагм также сболчивается. Это позволяет избежать протечек пара через горизонтальный стык диафрагм и исключить шелевую эрозию разъемов.

Внешний корпус ЦВД кроме горизонтального имеет вертикальный разъем. Он необходим для транспортировки корпуса по железной дороге. После монтажа турбины стык вертикального фланцевого разреза заваривается. Условия работы ЧСД легче, чем ЧВД, так как ЧСД работает перегретым паром. Корпус ЦВД опирается на передний подшипник с помощью лап, являющихся продолжением фланцев его нижней половины, а корпус ЦНД — непосредственно на фундамент в области выходного патрубка.

Оригинальной является конструкция корпуса ЦНД. Он выполнен сварным, двухпоточным, одностенным. Так же как и в турбине К-1200-240 ЛМЗ, все подшипники выполнены выносными, опирающимися на фундамент. Для мощных тихоходных машин, имеющих очень большие поперечные размеры, такая конструкция подшипников наиболее предпочтительна.

Обоймы концевых уплотнений ЦНД присоединены к корпусам подшипников, а не к корпусу ЦНД. Между корпусом и обоймами установлена гибкая мембрана. Все диафрагмы ЦНД выполнены сварными из углеродистой стали, установлены в нижней половине корпуса ЦНД и сболчены по разьему.

На рис. 6.61 показана схема тепловых расширений турбины.

ЦВД опирается лапами на передний подшипник, а приливами своего выходного патрубка — непосредственно на фундамент; в этом месте установлена поперечная шпонка. Корпус ЦВД с корпусом подшипника жесткой продольной связи не имеет и расширяется в сторону переднего подшипника, двигаясь вместе с последним.

Корпус ЦНД опирается непосред-

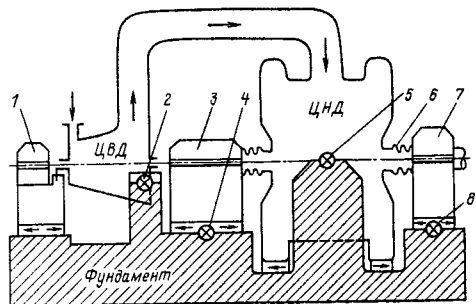


Рис. 6.61. Схема тепловых расширений турбины К-500-60/1500:

1 — передний подшипник; 2 — фиксрунт ЦВД; 3 — средний подшипник; 4 — фиксрунт среднего подшипника; 5 — фиксрунт ЦНД; 6 — мембрана; 7 — задний подшипник; 8 — фиксрунт заднего подшипника

ственно на фундаментную раму. Фиксрунт ЦНД расположен на оси паровпуска в плоскости горизонтального разреза.

Корпуса среднего и заднего подшипников также закреплены поперечными шпонками на фундаментных рамах, а связь ЦНД с подшипниками осуществляется с помощью гибких мембран.

Вертикальные плоскости корпусов подшипников и цилиндров совмещаются посредством вертикальных шпонок.

Длина турбины без генератора 24,8 м, масса 1400 т.

ХТЗ гарантирует следующие параметры (при номинальных параметрах свежего пара и вакуума в конденсаторе):

мощность на клеммах генератора, МВт . . .
расход пара на турбину с учетом СПП, кг/с . . .
температура питательной воды, °С . . .
гарантийный удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч) . . .

для работы на Южно-Украинской и Калининской АЭС.

Турбина К-1000-60/1500-1 имеет номинальную мощность (см. табл. 6.3) 1100 МВт при работе насыщенным паром с начальными параметрами 5,89 МПа и 274,3 °С (начальная влажность 0,5 %), с внешней сепарацией и двухступенчатым перегревом пара до температуры 250 °С при давлении 1,12 МПа и давлении в конденсаторе 4 кПа. При давлении в конденсаторе 5,9 кПа турбина поставляется с двумя ЦНД.

Тепловая схема турбоустановки представлена на рис. 6.62. От четырех парогенераторов реактора ВВЭР-1000 по четырем трубам пар подается к четырем блокам комбинированных стопорно-регулирующих клапанов (см. рис. 4.32), расположенных по обе стороны турбины. Все четыре регулирующих клапана перемещаются одновременно, т. е. в турбине используется дроссельное парораспределение.

Поступив в двухпоточный ЦВД (рис. 6.63), пар расширяется в нем и при давлении 1,2 МПа и влажности 12 % отводится в четыре СПП. В сепараторе происходит отделение образовавшейся влаги, а полученный сепарат, имеющий высокую температуру, направляется в первый (по ходу питательной воды) ПВД. Затем пар перегревается сначала в I ступени паром, отбираемым из ЦВД с параметрами 2,82 МПа

	503,8	500	400	300	200
893,1	840,6	669,2	512,8	349,4	
224,3	221,5	211,9	197,5	180,0	
10 772	10 831	11 070	11 694	12 402	

Турбина насыщенного пара К-1000-60/1500-1

Успешный опыт эксплуатации турбин мощностью 500 МВт на 1500 1/мин послужил основой для создания турбины К-1000-60/1500-1, выпущенной в четырех экземплярах

и 230 °С, а затем во II ступени — свежим паром. С параметрами промежуточного перегрева (см. табл. 6.3) пар поступает в двухпоточный ЦСД, а из него — в две ресиверные трубы, расположенные над турбиной. Из ресиверных труб пар раздается на три двухпоточных ЦНД.

Из ЦНД пар поступает в два

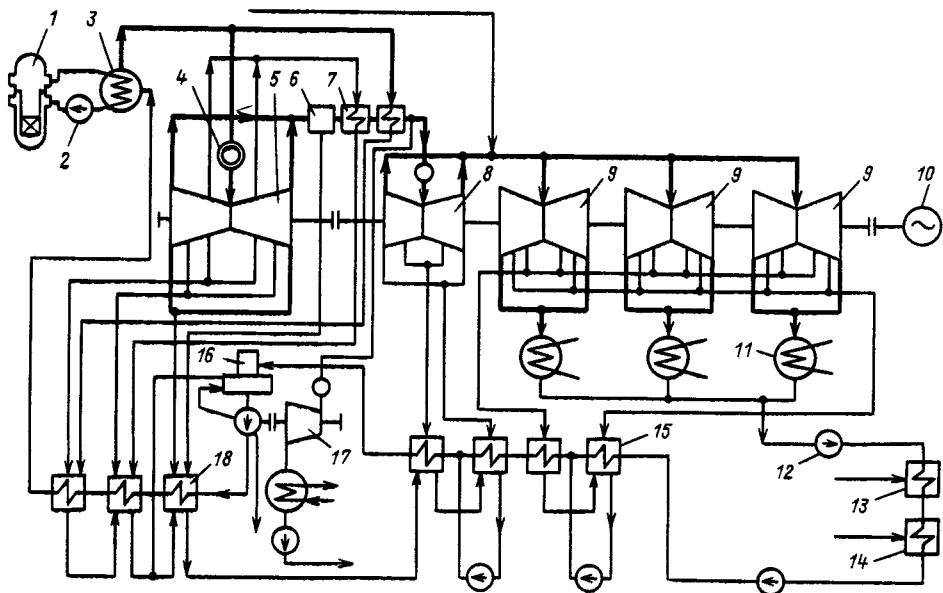


Рис. 6.62. Тепловая схема турбоустановки с турбиной К-1000-60/1500-1:

1 — реактор; 2 — ГЦН; 3 — парогенератор; 4 — стопорно-регулирующий клапан; 5 — ЦВД; 6 — промежуточный пароперегреватель; 8 — ЦСД; 9 — ЦНД; 10 — генератор; 11 — конденсаторы; 12 — конденсатный насос; 13, 14 — холодильники основного эжектора и эжектора уплотнений; 15 — ПНД; 16 — деаэратор; 17 — турбопривод питательного насоса; 18 — ПВД

поверхностных одноходовых секционированных конденсатора. Из каждого ЦНД пар поступает в свою секцию, поэтому при температуре охлаждающей воды в первой (по ходу охлаждающей воды) секции, равной 15°C , давление составляет 3,67 кПа, во второй — 3,76 кПа, в третьей — 4,5 кПа.

Система регенеративного подогрева питательной воды состоит из четырех ПНД, деаэратора и трех ПВД. Питательная вода, поступающая в парогенератор, имеет температуру $224,3^{\circ}\text{C}$.

Для привода двух питательных насосов используются конденсационные турбины типа ОК-12А КТЗ мощностью 11,6 МВт (см. гл. 8). На приводные турбины подается пар, отбираемый за СПП.

Собственно турбина (см. рис. 6.63) состоит из ЦВД, ЦСД и трех ЦНД. Валопровод турбины состоит из пяти роторов цилиндров и ротора генератора. Каждый из роторов уло-

жен в два опорных подшипника. Роторы соединены между собой жесткими муфтами, полумуфты которых откованы заодно с валами. Упорный подшипник выполнен отдельно и размещен в корпусе между ЦВД и ЦСД.

Цилиндр высокого давления выполнен двухпоточным, и каждый его поток унифицирован с проточной частью ЧВД турбины К-500-65/1500. Ротор ЦВД — сваркокованный, жесткий. Корпус ЦВД — двойной. Тонкостенный внутренний корпус изготовлен из эрозионно-стойкой стали. В нем размещаются две пары диафрагм двух потоков. Четыре обоймы также содержат по две диафрагмы. Диафрагмы ЦВД — сварные. Перед установкой во внутренний корпус или обойму диафрагмы соединяются болтами попарно в осевом направлении. Разъем диафрагм плотно затягивается болтами после их установки. Это уменьшает паразитные протечки пара поверх уста-

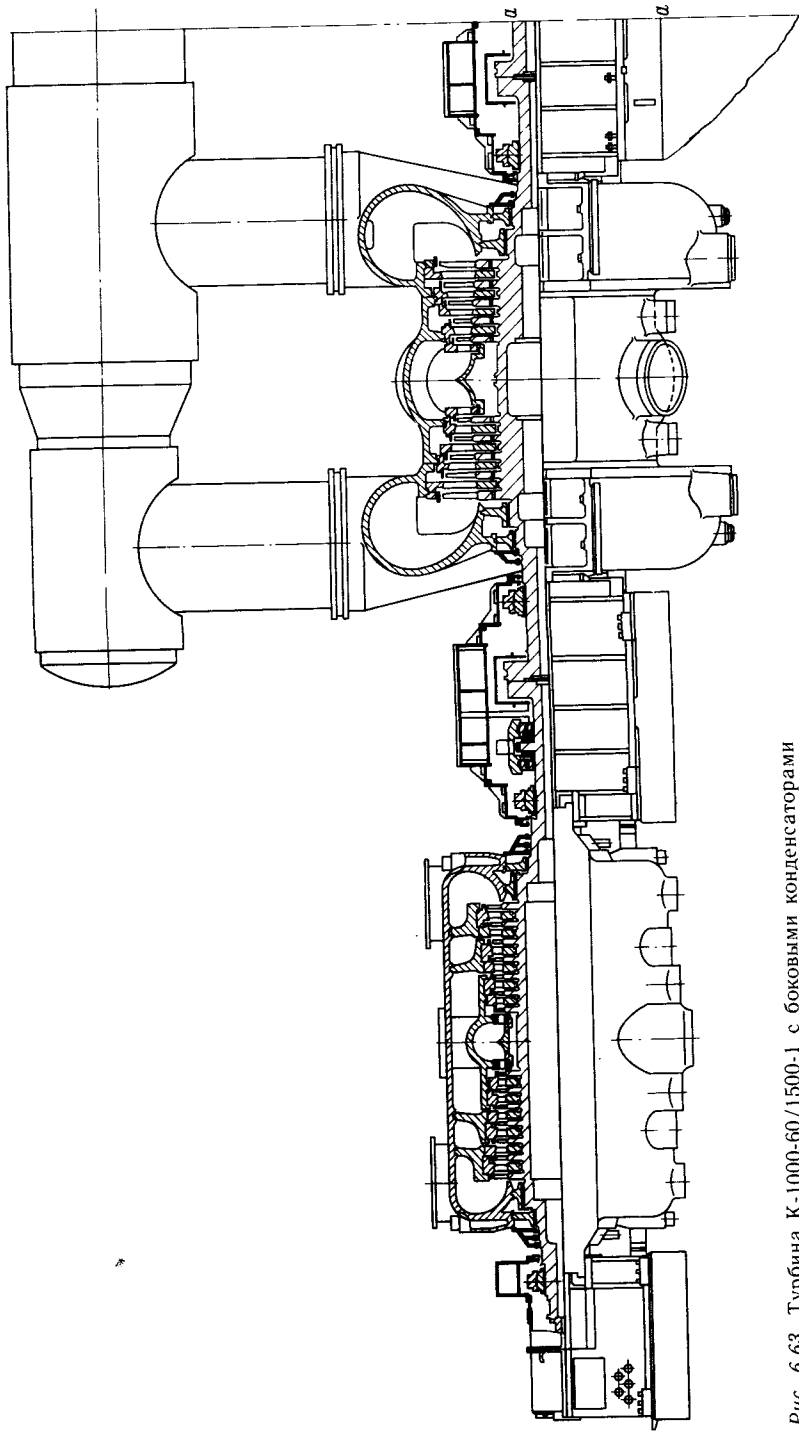
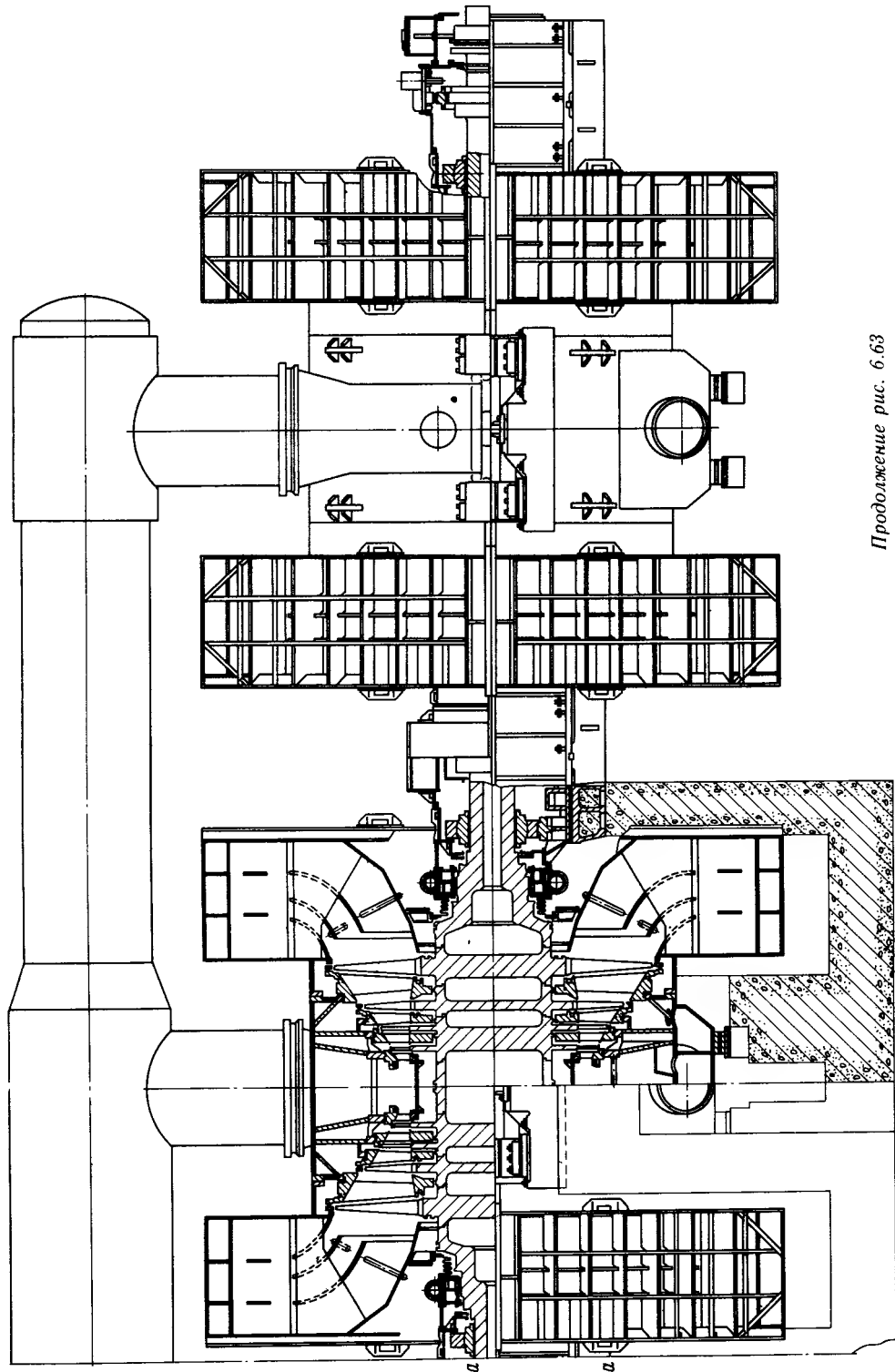


Рис. 6.63. Турбина К-1000-60/1500-1 с боковыми конденсаторами



Продолжение рис. 6.63

новочных гребней и снижает опасность щелевой эрозии. За внутренним корпусом и за обоймами выполнены отборы пара на регенерацию.

Цилиндр среднего давления также выполнен двухпоточным. В каждом потоке установлено по четыре ступени (в варианте турбины с двумя ЦНД в каждом потоке ЦСД размещено пять ступеней), проточная часть которых унифицирована с проточной частью ЧСД турбины К-500-65/1500. Ротор ЦСД — сварнокованный, жесткий. Корпус ЦСД состоит из трех частей, отлитых и затем скрепленных болтами по вертикальным технологическим разъемам. Диафрагмы, устанавливаемые непосредственно в корпус ЦСД, выполнены сварными. Их тела и ободья изготовлены из низколегированной стали.

Проточная часть ЦНД и в значительной степени вся его конструкция унифицированы с ЦНД турбины К-500-60/1500. Каждый из потоков имеет пять ступеней. Последняя ступень имеет средний диаметр 4150 мм, длину рабочей лопатки 1450 мм. Корпус ЦНД выполнен одностенным ввиду сравнительно небольшого давления на входе (примерно 0,35 МПа).

Турбина насыщенного пара К-1000-60/1500-2

Турбина выпущена в 1982 г. и предназначена для работы на двухконтурной АЭС в моноблоке с водяным реактором ВВЭР-1000. Давление свежего пара 5,89 МПа, влажность 0,5 %. Расчетное давление в конденсаторе 3,92 кПа при температуре охлаждающей воды 15 °С. Номинальная мощность турбины 1114 МВт, частота вращения 1500 1/мин. Турбина выполнена с дроссельным парораспределением.

Принципиальная тепловая схема установки показана на рис. 6.64. Пар из парогенераторов по четырем паропроводам подводится к четырем

блокам стопорно-регулирующих клапанов, установленных рядом с турбиной (рис. 6.65). Каждый из блоков включает в себя стопорный клапан диаметром 600 мм, внутри которого расположен регулирующий клапан диаметром 480 мм. От клапанов в ЦВД пар поступает через два патрубка диаметром 800 мм в нижней половине корпуса. Это облегчает вскрытие ЦВД перед ремонтом.

Отвод пара из ЦВД при давлении 1,2 МПа и влажности 12 % осуществляется из четырех патрубков, расположенных в нижней половине корпуса, и по четырем ресиверным трубам диаметром 1200 мм, выполненным из нержавеющей стали, направляется к четырем СПП. После сепарации влаги, отводимой в ПВД, осуществляется двухступенчатый перегрев пара (в I ступени — паром из отбора с давлением 2,98 МПа и температурой 233,5 °С, во II ступени — свежим паром). Конденсат греющего пара СПП также отводится в ПВД.

Перегретый пар при параметрах 1,14 МПа и 250 °С поступает в ресивер, из которого питаются три ЦНД. Таким образом, в отличие от турбины К-1000-60/1500-1 в рассматриваемой турбине отсутствует выделенный ЦСД. Непосредственно на входе в ЦНД установлены стопорные поворотные заслонки диаметром 1200 мм. Подвод пара в ЦНД осуществляется в нижние половины корпусов. Из каждого ЦНД пар поступает в свой конденсатор с охлаждающей поверхностью 33 160 м². Расход охлаждающей воды 169 800 м³/ч.

Регенеративная система турбоустановки (см. рис. 6.64) состоит из четырех ПНД поверхностного типа, деаэратора и трех ПВД. Для повышения экономичности конденсат греющего пара из ПНД I и ПНД 3 закачивается дренажными насосами в конденсатный тракт. Давление в деаэраторе при номинальной нагрузке 0,6 МПа. Питательная вода в ПВД подается двумя

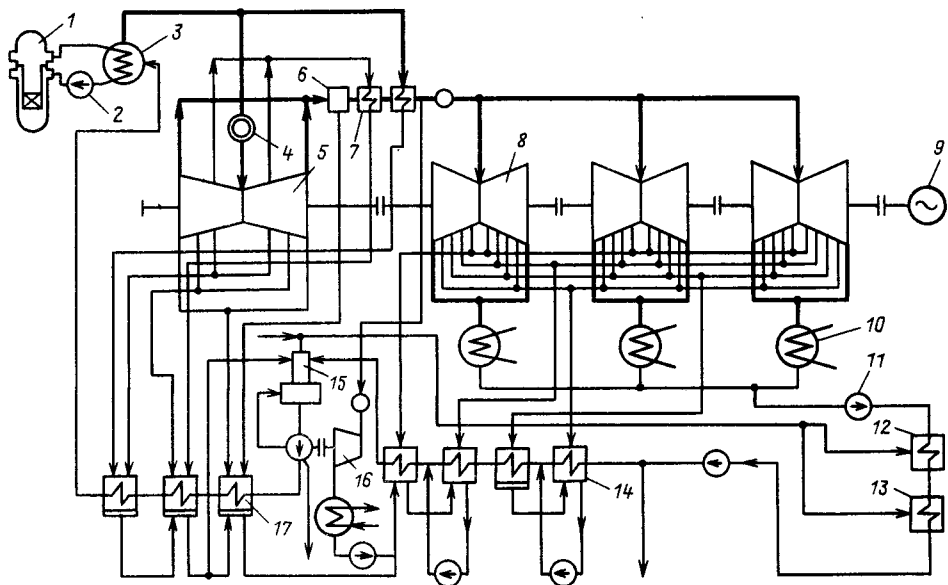


Рис. 6.64. Тепловая схема турбоустановки с турбиной К-1000-60/1500-2 ХТЗ:

1 — реактор; 2 — ГЦН; 3 — парогенератор; 4 — стопорно-регулирующий клапан; 5 — ЦВД; 6 — сепаратор; 7 — промежуточный пароперегреватель; 8 — ЦНД; 9 — генератор; 10 — конденсатор; 11 — конденсатный насос; 12, 13 — холодильники основного эжектора и эжектора уплотнений; 14 — ПНД; 15 — деаэрактор; 16 — турбопривод питательного насоса; 17 — ПВД

турбопитательными насосами мощностью около 11 МВт каждый. Приводная турбина (см. гл. 8) питается перегретым паром, отбираемым за СПП, и имеет собственный конденсатор.

Собственно турбина состоит из ЦВД и трех одинаковых ЦНД, расположенных между ЦВД и генератором. Исключение ЦСД и другие меры, описываемые ниже, позволили сократить длину турбины по сравнению с турбиной К-1000-60/1500-1 с 57,4 до 52,2 м и уменьшить ее массу с конденсаторами на 350 т. Путем использования специальных мер при опирании турбины на фундамент заводу удалось вернуться к традиционному подвальному расположению конденсаторов, обеспечивающему более простую компоновку турбоагрегата и вспомогательного оборудования.

Валопровод турбоагрегата состоит из роторов четырех цилиндров и ротора генератора. Каждый из роторов уложен в два опорных под-

шипника. Все корпуса подшипников выполнены выносными, опирающимися на ригели. Корпуса подшипников, расположенные между цилиндрами, содержат по два опорных вкладыша соединяемых роторов. В корпусе между ЦВД и ЦНД дополнительно устанавливается симметричный упорный подшипник (см. рис. 3.71). Для соединения роторов используются жесткие муфты, полумуфты которых откованы заодно с концевыми участками валов. Насадную полумуфту имеет только ротор генератора. Между полумуфтами роторов генератора и ЦНД установлен промежуточный вал, на котором размещены кулачки обгонной муфты валоповоротного устройства (см. рис. 3.86). Валопровод снабжен гидростатической системой подъема роторов.

ЦВД выполнен двухпоточным, симметричным. Каждый из потоков включает семь ступеней. Ротор ЦВД — сварно-кованный, состоящий из четырех частей. Материал ро-

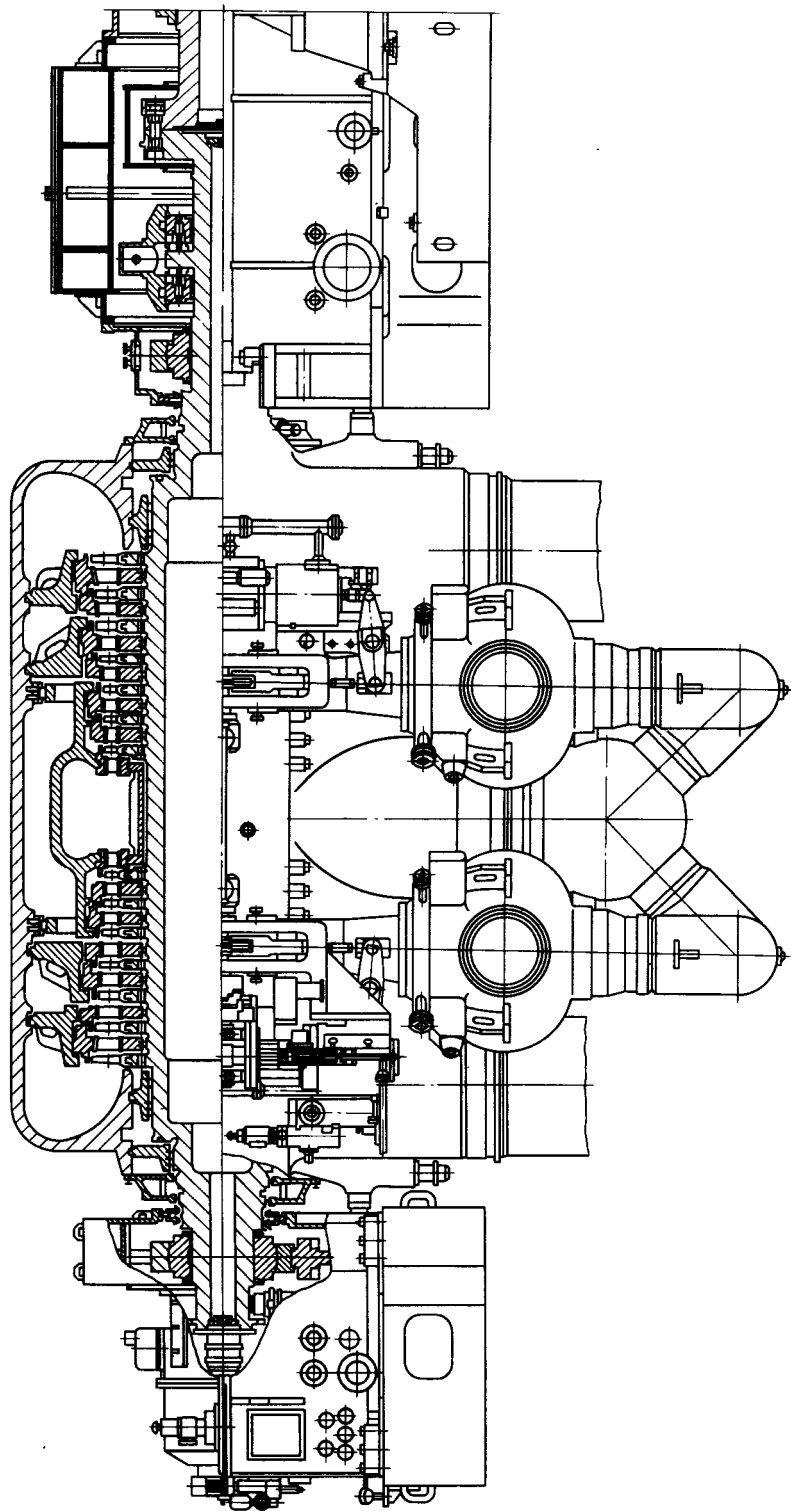
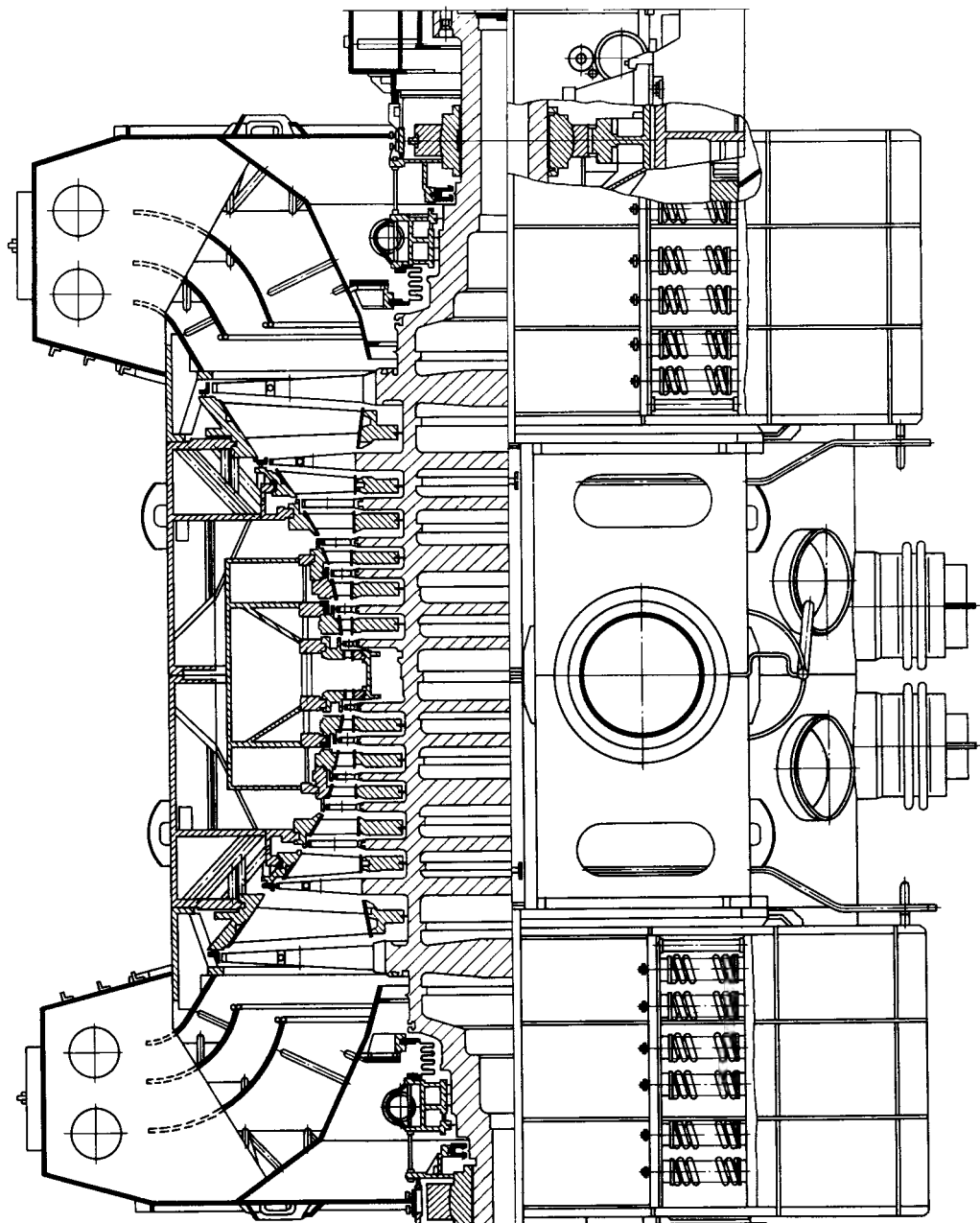


Рис. 6.65. Турбина К-1000-60/1500-2 ХТЗ с подвальными конденсаторами (показан только один из трех ЦНД)



тора — хромомолибденовая сталь. Средняя часть ротора выполнена со сравнительно тонкой стенкой заодно с дисками. Такую конструкцию ротора иногда называют барабанной. Примерно одинаковая толщина корпуса и барабана позволяет уменьшить относительное расширение ротора и статора в переходных режимах. Диаметр шеек опорных подшипников 560 мм. На концевом участке ротора со стороны ЦНД заодно с валом выполнен гребень упорного подшипника диаметром 950 мм.

Рабочие лопатки установлены на дисках с помощью грибовидных хвостовиков. Рабочие лопатки первых ступеней имеют цельнофрезерованные бандажы с замыканием на круг с помощью связей, установленных в пазы типа ласточкина хвоста (см. рис. 3.15). Рабочие лопатки остальных ступеней имеют накладные приклепанные ленточные бандажы. Масса ротора 49,3 т, длина 11 м.

Корпус ЦВД выполнен двойным. Внутренний корпус включает в себя по три ступени в каждом потоке. Две пары диафрагм последующих ступеней (в каждом потоке) установлены в обоймы, помещенные в расточки внешнего корпуса. Диафрагмы сварной конструкции, выполненные из нержавеющей стали, сблечиваются по разъему, а некоторые из них — попарно в осевом направлении. Внутренний корпус и обоймы в местах контакта с диафрагмами защищены вставками из нержавеющей стали для исключения щелевой эрозии. Камера между внешним и внутренним корпусами используется для отбора пара для I ступени промежуточного перегрева основного пара и на последний (по ходу питательной воды) ПВД. Из камеры между обоймами пар отбирается для питания второго ПВД. Наружный корпус ЦВД опирается на приливы подшипников с помощью лап, отлитых заодно с фланцами нижней части корпуса.

Проточная часть ЦНД состоит из двух потоков по семь ступеней в каждом. Ротор ЦНД — сварной, изготовлен из четырнадцати кованых заготовок. Концевые части имеют шейки диаметром 800 мм под опорные вкладыши. Размеры рабочей лопатки последней ступени такие же, как и турбины К-1000-60/1500-1.

Рабочие лопатки пяти первых ступеней ЦНД имеют грибовидные хвостовики, двух последних — елочные с торцевой заводкой по дуге окружности. Все рабочие лопатки снабжены бандажами: первые три ряда имеют цельнофрезерованные бандажы с демпферными вставками, два последующих ряда — накладные ленточные бандажы, предпоследний — цельнофрезерованный, последний — приклепываемый бандаж типа «наездник». Два последних ряда рабочих лопаток имеют по одной демпферной трубчатой связи; их входные кромки закалены токами высокой частоты для уменьшения эрозионного воздействия капель влаги.

Масса облопаченного ротора ЦНД составляет 178 т, длина 12,5 м, максимальный диаметр 5,622 м. Несколькими большими массой и габаритами имеет ротор ЦНД с учетом промежуточного вала и установленного на нем колеса валоповоротного устройства.

Корпус ЦНД состоит из среднего корпуса с заключенной в нем проточной частью и двух выходных патрубков. Поскольку давление на входе в ЦНД достаточно высокое (1,12 МПа против 0,343 МПа в ЦНД турбины К-1000-60/1500-1), его корпус сделан двухстенным: внутренний корпус (обойма) содержит по четыре ступени в каждом потоке; диафрагмы остальных ступеней установлены в наружном корпусе. За I, II, IV и V ступенями организованы отборы пара на регенерацию, с которыми отводится значительная часть влаги. Кроме того, диафрагмы двух последних ступеней выполнены с внутриканальной сепарацией.

Диафрагмы ЦНД — сварной конструкции: тела и ободья диафрагм выполнены на углеродистой стали, бандажные ленты и сопловые лопасти — из нержавеющей стали.

Большие габариты ЦНД (осевой размер 11,38 м, поперечный — 14,8 м) приводят к появлению больших сил, действующих на корпус от атмосферного давления; огромными при этом оказываются и весовые нагрузки на фундамент из-за большой массы деталей. Поэтому создана специальная система опирания ЦНД на фундамент. Корпуса подшипников ЦНД выполнены выносными. Они устанавливаются на фундаментные рамы, залитые в поперечные ригели. К корпусам подшипников жестко прикреплены камеры концевых уплотнений ЦНД, а герметичность соединений этих камер с торцевыми стенками выходных патрубков обеспечивается установкой сильфонов (рис. 6.65), не препятствующих взаимному перемещению корпусов подшипников и ЦНД. Таким образом, нагрузка почти в 200 т от массы ротора воздействует только через корпуса подшипников на поперечные ригели и не передается на внешний корпус ЦНД.

Как отмечалось выше (см. гл. 5), в подавляющем большинстве конструкций конденсатор турбины присоединяется к ее выходному патрубку жестко, с помощью сварки; при этом конденсатор устанавливается на пружинах, допускающих тепловые расширения переходного патрубка и конденсатора, но передающих часть вертикальных усилий с конденсатора на корпус ЦНД. Для ЦНД рассматриваемой турбины только масса воды, заполняющей водяные камеры и трубки конденсатора, составляет почти 600 т. Поэтому принята раздельная схема опирания корпуса ЦНД и конденсатора: ЦНД опирается на верхнюю, а конденсатор — на нижнюю фундаментные плиты; их взаимное тепловое расширение компенсируется герметичным сильфонным соединением

выходного патрубка ЦНД и переходного патрубка конденсатора.

Для опирания ЦНД на фундамент служат четыре торцевые лапы и дополнительно четыре боковых балкона. Торцевые лапы крепятся к торцевым стенкам нижних частей выходных патрубков в зоне горизонтального разъема. С их помощью ЦНД опирается на фундаментные рамы, установленные на стенах фундамента. Между торцевыми лапами и рамами имеются разгрузочные устройства пружинного типа, воспринимающие часть вертикальной нагрузки, приложенной к корпусу, и уменьшающие тем самым силы трения на поверхностях опирания. Боковые балконы служат для дополнительного опирания ЦНД через блоки специальных пружин на продольные балки. Пружины боковых балконов и разгрузочные устройства торцевых лап воспринимают до 85 % массы ЦНД в сборе, и поэтому на опоры торцевых лап действуют небольшая часть массовой нагрузки и вертикальная сила от атмосферного давления.

Для обеспечения достаточной жесткости корпуса и восприятия продольных усилий от действия атмосферного давления на торцевые стенки выходных патрубков между торцевыми лапами и средним корпусом установлены продольные стержневые фермы; они проходят внутри выходных патрубков. Дополнительное усиление обеспечивается двумя коробами прямоугольного сечения, приваренными по бокам к нижней части среднего корпуса.

Тепловое расширение турбины организовано следующим образом. Все корпуса подшипников, как указывалось выше, являются выносными и зафиксированы на фундаментных рамах с помощью продольных и поперечных шпонок. Совмещение вертикальных плоскостей корпусов подшипников и цилиндров турбины осуществлено посредством вертикальных шпонок, расположенных между ними. Корпус ЦВД зафиксирован

на приливах корпуса переднего подшипника поперечными шпонками, установленными между лапами и их опорными поверхностями. Другие лапы ЦВД свободно скользят по опорным поверхностям второго корпуса подшипника. Корпуса ЦНД не имеют силовой связи с корпусами подшипников. Фикспункт ЦНД организован посредством двух поперечных шпонок, установленных под торцевыми лапами ЦНД и фундаментными рамами. Удельный расход теплоты при тепловой мощности реактора 3000 МВт составляет 10 258 кДж/(кВт·ч).

Маслоснабжение обеспечивается тремя электронасосами переменного тока, один из которых резервный. При исчезновении питания от шин собственных нужд электродвигатели насосов получают питание от одной из трех независимых систем питания первой и второй категорий блока АЭС. Масло из масляного бака насосами подается в демпферный бак, установленный на отметке 32 м, из которого оно самотеком поступает к подшипникам турбины.

Система автоматического регулирования включает электрогидравлическую и гидравлическую системы регулирования. Общими для этих систем являются исполнительные органы: гидравлические отсечные золотники и управляемые ими сервомоторы стопорных и регулирующих клапанов. В нормальных условиях работает электрогидравлическая система, а гидравлическая система находится в «стерегущем» состоянии и готова принять на себя все функции при неполадках в электрогидравлической системе.

Контрольные вопросы и задачи

1. Зачем на «горячих» нитках промежуточного перегрева устанавливают предохранительные клапаны?

2. Объясните роль регулирующих и стопорных клапанов ЦСД в турбине К-210-130 ЛМЗ. Для чего нужны сбросные клапаны?

3. В чем состоит принципиальное отличие проточной части ЦНД турбины К-210-130

ЛМЗ от ЦНД остальных конденсационных турбин?

4. Почему ротор среднего давления турбины К-200-130 ЛМЗ выполнен комбинированным, а не цельнокованым или сборным?

5. Какова роль промежуточного золотника в системе регулирования турбины К-210-130 ЛМЗ?

6. Почему в конденсатном тракте блоков сверхкритического давления обязательно устанавливают конденсатные насосы первой и второй ступеней, а между ними — обессоливающую установку? Почему нельзя установить БОУ за единственной группой высоконапорных конденсатных насосов?

7. Почему в питательной установке блока 300 МВт установлен пусковой электронасос? Какой должна быть приводная турбина питательного насоса для того, чтобы можно было исключить из схемы питательный электронасос?

8. Каковы выгоды установки регулирующих клапанов ЦВД рядом с цилиндром, а не на его корпусе?

9. Почему корпус переднего подшипника турбины К-300-240 ЛМЗ конструктивно разделен на два отдельных корпуса?

10. Почему регулирующие клапаны турбины К-210-130 ЛМЗ приводятся одним сервомотором, а у всех остальных более мощных турбин ЛМЗ используется индивидуальный привод для каждого клапана?

11. Назовите преимущества и недостатки использования для привода питательного насоса турбин конденсационной и с противодавлением.

12. Почему ресиверные трубы ЦНД выгоднее размещать на уровне пола машинного зала, а не над турбиной?

13. Определите относительное изменение экономичности при переходе от установки в 210 МВт к установке мощностью 1200 МВт.

14. Почему в турбине К-1200-240 ЛМЗ все опоры подшипников ЦНД имеют собственные фикспункты?

15. Назовите недостатки и преимущества совмещения ЧВД и ЧСД в турбине К-160-130 ХТЗ.

16. Назовите основные конструктивные отличия ЦВД турбин К-300-240 ЛМЗ и ХТЗ.

17. В чем преимущества и недостатки использования воды в системах регулирования по сравнению с турбинными маслами и негорючими синтетическими жидкостями?

18. В чем особенности системы защиты турбин насыщенного пара от разгона по сравнению с системами защиты турбин перегретого пара?

19. Назовите особенности тепловой схемы турбины К-500-65/3000, связанные с работой радиоактивным паром.

20. Сравните экономические показатели турбин К-500-240 и К-500-65/3000 ХТЗ при номинальной мощности. Объясните, почему расход пара через турбину К-500-65 значительно выше, чем через турбину К-500-240?

Почему КПД последней выше?

21. Назовите особенности конструкции ЦНД турбины К-500-65/1500 по сравнению с турбиной К-500-65/3000 ХТЗ.

22. В чем преимущества и недостатки боковых конденсаторов?

23. С какой целью в ряде случаев в турбинах насыщенного пара применяют сегментные подшипники?

24. Назовите конструктивные меры,

уменьшающие эрозию элементов ЦВД влажным паром турбин АЭС.

25. Каковы преимущества использования цельнокованого ротора для ЦНД турбины К-1000-60/3000 ЛМЗ?

26. Назовите конструктивные меры, позволившие выполнить турбину К-1000-60/1500-2 с подвальными конденсаторами.

27. Каковы особенности тепловых расширений турбины К-1000-60/1500-2?

Глава седьмая

ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ ТУРБИНЫ

7.1. ПОКАЗАТЕЛИ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН И ТЭЦ

Теплофикационные паровые турбины служат для выработки электрической энергии и отпуска теплоты в виде пара. Схема упрощенной теплофикационной установки приведена на рис. 7.1. Ее характерной особенностью является разделение потоков пара: часть пара в количестве G_k протекает через всю турбину и вырабатывает мощность P_k , а часть пара G_t проходит только через ЧВД турбины и развивает мощность P_t .

Выше было показано (§ 1.6), что одним из показателей тепловой экономичности конденсационной ПТУ является удельный расход теплоты q , на производство электрической энергии. Аналогичный показатель можно ввести и для теплофикационной ПТУ. Действительно, представим себе, что удельный расход теплоты для потока отбора G_t равен q_t , а для конденсационного потока G_k он равен q_k . Тогда удельный расход теплоты на выработку электроэнергии для теплофикационной турбины составит

$$q = \frac{q_t P_t + q_k P_k}{P_t + P_k}. \quad (7.1)$$

Из этой формулы видно, что q зависит прежде всего от соотношения q_t и q_k . Удельный расход теплоты q_k примерно вдвое больше, чем

удельный расход q_t , так как конденсационный поток пара отдает более половины своей теплоты охлаждающей воде в конденсаторе, в то время как теплота потока отбора используется почти полностью. Именно по этой причине значение q для ПТУ с теплофикационной турбиной оказывается ниже, чем для конденсационной ПТУ.

Выигрыш от использования теплофикационного отбора зависит не только от величин G_t и G_k , но и от соотношения мощностей P_t и P_k . Действительно, если отбор G_t мал, т. е. мала мощность P_t , то даже при $q_t \geq q_k$ выигрыш будет мал. Наоборот, с ростом отношения P_t/P_k выигрыш от комбинированной выработки энергии растет.

Из формулы (7.1) также видно, что снижение давления отбора при фиксированном расходе G_t снижает

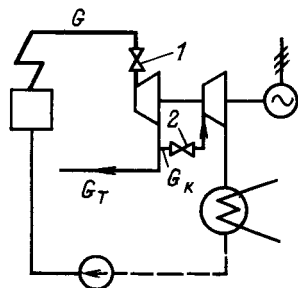


Рис. 7.1. Схема ПТУ с теплофикационной турбиной:

1 — регулирующий клапан ЧВД; 2 — регулирующий клапан ЦНД

удельный расход теплоты, так как при этом растет мощность P_T .

Таким образом, показатель q_3 в основном зависит от режима работы турбины и поэтому не может быть использован для оценки совершенства турбины и турбинной установки. Однако он удобен для определения изменения экономичности установки в зависимости от режима. Зная q_3 , легко определить удельный расход, г/(кВт·ч), условного топлива для ТЭЦ:

$$b = 123 q_3 / \eta_k \eta_{тр}, \quad (7.2)$$

где η_k — КПД котла; $\eta_{тр}$ — КПД трубопроводов.

Пример 7.1. Удельный расход теплоты для конденсационного потока пара $q_k = 9500$ кДж/(кВт·ч), а для потока отбора $q_T = 4500$ кДж/(кВт·ч). Определить удельный расход теплоты на выработку электроэнергии и удельный расход условного топлива для режима, при котором $P_T = 60$ МВт, а $P_k = 180$ МВт. Как изменятся экономические показатели для режима, при котором $P'_T = 180$ МВт; $P'_k = 60$ МВт? Величины q_k и q_T считать неизменными. Принять КПД котла $\eta_k = 0,9$, трубопроводов $\eta_{тр} = 0,99$.

По формуле (7.1) имеем

$$q_3 = \frac{4500 \cdot 60 + 9500 \cdot 180}{60 + 180} = 8250 \text{ кДж/(кВт·ч)} = 2,29.$$

Следовательно, удельный расход условного топлива

$$b_1 = 123 \cdot 2,29 \cdot 0,9 \cdot 0,99 = 316,1 \text{ г/(кВт·ч)}.$$

Для измененного режима аналогичным образом получаем $q'_3 = 5750$ кДж/(кВт·ч) = 1,6; $b'_1 = 220,9$ г/(кВт·ч), и, таким образом, режим с повышенным теплофикационным отбором оказывается значительно экономичнее.

Важной характеристикой теплофикационной турбины является удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении $\chi = \mathcal{E} / Q_T$, где Q_T — количество теплоты, отбираемой от турбины. Обычно при вычислениях количество электроэнергии измеряют в киловатт-часах, а теплоту — в гигакалориях (1 Гкал = 10^9 кал).

Пример 7.2. Определить удельную выработку на тепловом потреблении, если тепловая нагрузка турбины 200 Гкал/ч, а электрическая мощность 50 МВт.

Имеем: $\chi = \mathcal{E} / Q_T = 50 \cdot 10^3 / 200 = 250 \text{ кВт} \times \times \text{ч} / \text{Гкал}$.

Чем выше удельная выработка на тепловом потреблении, тем более экономичным будет использование теплофикационной турбины. Величина χ зависит от режима работы, от параметров свежего и отбираемого пара, от совершенства тепловой схемы и проточной части турбины.

Гарантийным показателем тепловой экономичности теплофикационных турбин является удельный расход пара d_3 (§ 1.6), который в значительной степени зависит от режима работы турбины, в основном от размера отбора и давления в нем. Поэтому он используется для оценки качества конкретной турбины, но не может служить для сравнения совершенства различных теплофикационных турбин.

Не следует думать, что при необходимости производить электроэнергию и отпускать теплоту установка теплофикационной турбины всегда дает экономию топлива. Связано это в первую очередь с тем, что во многих случаях тепловая нагрузка изменяется в течение года. Например, как правило, отопительная нагрузка максимальна в зимние месяцы и близка к нулю летом. Отношение тепловой нагрузки, покрываемой теплотой пара из отборов турбин ТЭЦ, к максимальной тепловой нагрузке называют коэффициентом теплофикации $\alpha_{ТЭЦ}$. Отпуск теплоты сверх максимально возможной нагрузки отборов турбин и резервирование производится другими источниками теплоты: редукционно-охладительными установками, водогрейными котлами и т. д., устанавливаемыми на ТЭЦ или вне ее.

Теплофикационные турбины составляют (по мощности) значительную часть всех энергетических турбин (примерно одну треть). В первую очередь это связано с возмож-

ностью реализации выгоды от комбинированной выработки электрической энергии и теплоты в условиях планового народного хозяйства.

7.2. ОСОБЕННОСТИ ТУРБИН С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ

Тепловые электрические станции, оборудованные турбинами с противодавлением, почти всегда имеют неблочную компоновку. Это в основном связано со стремлением гарантировать подачу пара тепловому потребителю. При выходе из строя одного из котлов, турбины или другого оборудования через общие станционные коллекторы можно обеспечить теплового потребителя паром до пуска резервного котла и не допустить прекращения питания потребителя.

Пар, направляемый из выходного патрубка турбины с противодавлением потребителю, может быть использован по-разному. Простейший способ состоит в непосредственном использовании поступающего пара. Это означает, что пар, отработавший в турбине, и его конденсат не будут возвращаться от потребителя (цикл не будет замкнутым); в этом случае ТЭС должна быть обеспечена мощной водоподготовительной установкой. Другим путем использования пара является установка теплообменника, который называют паропреобразователем. Греющей средой в нем является пар, поступающий из выходного патрубка или отборов турбины. После конденсации он возвращается в цикл паротурбинной установки; при этом на станции нет значительных потерь конденсата. В паропреобразователе, используя простую водоподготовительную установку, получают пар, который направляют тепловому потребителю. Использование паропреобразователей усложняет ТЭС и приводит к некоторому снижению экономичности ее теплового цикла, однако позволяет удешевить подготовку добавочной воды и сохранить конденсат

высокой чистоты. Выбор того или иного способа использования отработавшего пара турбины зависит от конкретных условий.

Оценка экономичности турбоустановок с противодавлением с помощью таких характеристик, как абсолютный электрический КПД η , или удельный расход теплоты q , довольно условна. Поэтому для оценки совершенства турбоустановок с противодавлением используется удельный расход пара d_3 .

Турбины с противодавлением имеют менее развитую систему регенерации, чем конденсационные.

Относительно малый тепловыпад турбины позволяет выполнить ее, как правило, в одном цилиндре.

Турбины с противодавлением в большинстве случаев имеют сопловое парораспределение, так как их КПД сильно зависит от потерь дросселирования в регулирующих клапанах, причем влияние этих потерь тем значительнее, чем выше противодавление. Часто сопловое парораспределение выполняют в комбинации с обводным.

Особенности имеет и система регулирования. В конденсационной турбине регулируемым параметром является частота вращения ротора, которая выдерживается в пределах степени неравномерности. Если бы и в турбине с противодавлением регулируемым параметром была частота вращения, то расход пара через нее и, следовательно, его подача потребителю однозначно определялись бы электрической нагрузкой турбогенератора. Но основное назначение турбины с противодавлением состоит в выработке пара в заданном количестве и с заданным давлением, т. е. она работает по тепловому графику. Поэтому регулируемым параметром в турбине с противодавлением является давление пара в выходном патрубке.

На рис. 7.2 показана принципиальная схема регулирования турбины с противодавлением. На золотник 2, управляющий поршнем серво-

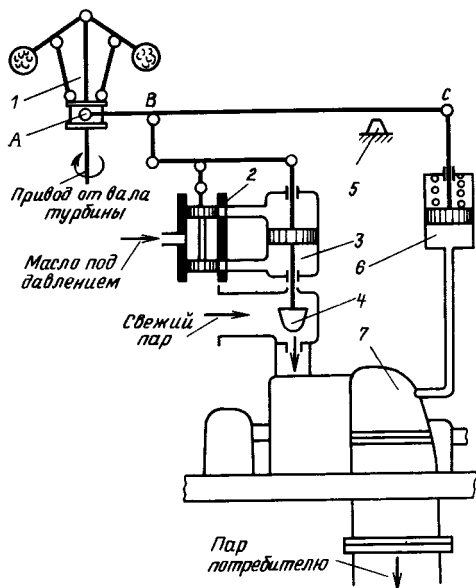


Рис. 7.2. Принципиальная схема регулятора турбины с противодавлением

мотора 3, который перемещает клапан 4 подачи пара в турбину, в общем случае могут воздействовать регулятор частоты вращения 1 и регулятор давления 6. При работе турбины по тепловому графику ее синхронизатор ставят в крайнее положение, соответствующее максимальному пропуску пара через турбину, однако реальный расход через нее будет определяться давлением пара, направляемого потребителю. При всевозможных отклонениях в расходе пара потребителю (при увеличении потребления давление в выходном патрубке падает, а при уменьшении растет) регулятор давления 6 перемещает точку С рычага AC. При этом положение точки А остается неизменным при неизменной частоте сети. Например, при увеличении потребления пара давление в выходном патрубке турбины 7 упадет, поршень регулятора давления 6, а следовательно, и точки С и В опустятся вниз и клапан 4 откроется, с тем чтобы увеличить расход пара через турбину (и потребителю) и восстановить давление в выходном патрубке.

Поддержание давления происходит в соответствии со статической характеристикой регулирования давления, аналогичной статической характеристике регулирования частоты вращения: при изменении расхода пара через турбину (и мощности) давление в выходном патрубке изменится в пределах степени неравномерности, составляющей обычно 8—12 %.

Таким образом, при нормальной работе турбины с противодавлением по тепловому графику необходимость в регуляторе частоты вращения отпадает. Однако он нужен для пуска и защиты турбины при аварийных режимах.

При наборе частоты вращения турбины с противодавлением регулятор давления отключают, а поддержание частоты вращения, задаваемое механизмом управления турбиной (синхронизатором), производят регулятором частоты вращения 1, который вступает также в работу и при внезапном отключении генератора от сети и включенном регуляторе давления. При этом на золотник 2 поступают два «противоречащих» друг другу сигнала: регулятор частоты вращения требует закрытия регулирующих клапанов и перевода турбины на режим холостого хода, а регулятор давления требует открытия регулирующих клапанов для поддержания расхода пара потребителю. Система регулирования выполняется так, чтобы приоритет получил регулятор частоты вращения (это произойдет после посадки рычага AC на упор 5); при этом турбина выйдет на повышенную частоту вращения, соответствующую статической характеристике.

7.3. КОНСТРУКЦИИ ТУРБИН С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ

Выше отмечалось, что советскими турбостроительными заводами выпускается широкая серия турбин с противодавлением для различных условий работы. Ниже приводятся

Таблица 7.1. Основные параметры некоторых турбин с противодавлением

Показатель	Турбина				
	P-12-35/5	P-50-130/13	P-50/60-130/13-2	P-40-130/31	P-100-130/15
Завод-изготовитель	КТЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	ТМЗ	ТМЗ
Мощность, МВт:					
номинальная	12	50	52,7	40	100
максимальная	12,8	60	60	43	107
Частота вращения, 1/с	50	50	50	50	50
Начальные параметры пара:					
давление, МПа	3,43	12,75	12,75	12,75	12,75
температура, °С	435	565	555	565	555
Давление пара за турбиной, МПа	0,5	1,3	1,3	3,1	1,45
Максимальный расход свежего пара, кг/с	33,4	133	130,6	131	211
Схема проточной части	1р+7	1р+16	1р+16	1р+8	1р+12
Длина лопатки последней ступени, мм	—	122	122	—	127
Средний диаметр последней ступени, м		931	931	—	1127
Длина турбины, м		8,856	8,856	7,66	9,07
Удельный расход пара, кг/(кВт·ч)	9,33	7,4	7,4	11,4	7,77
Удельная масса турбины, кг/кВт	2,1	2,7	2,7	2,59	1,38

описания типичных или последних конструкций турбин с противодавлением, выпускаемых КТЗ, ЛМЗ и ТМЗ, основные параметры которых приведены в табл. 7.1.

Турбина P-12-35/5 КТЗ

Турбины КТЗ отличаются большой унификацией деталей и узлов, поэтому ниже приводится описание только турбины P-12-35/5, построенной на средние параметры пара (табл. 7.1).

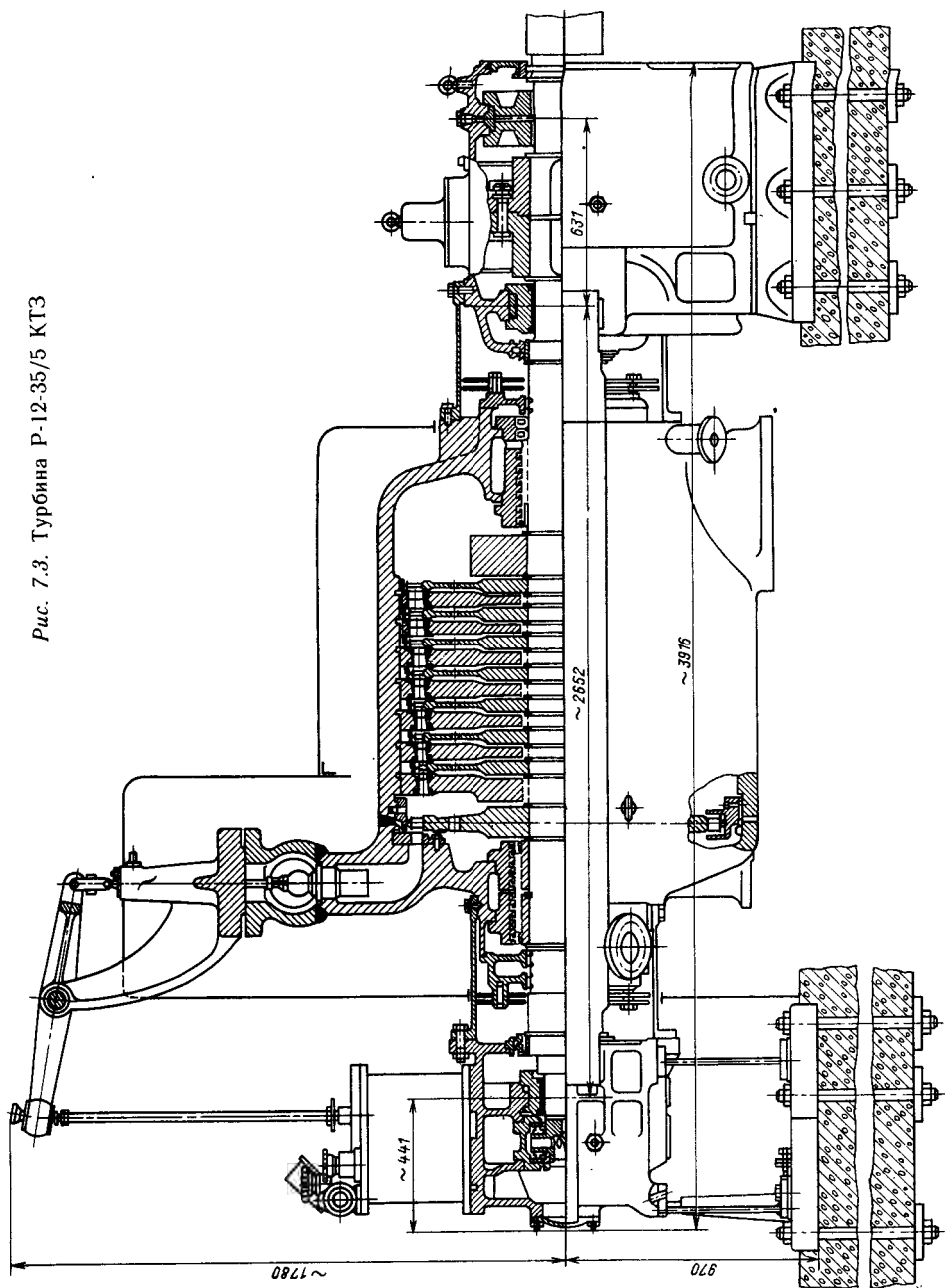
Из стационарного коллектора свежий пар подается к двум стопорным клапанам, присоединенным с помощью фланцев к клапанной коробке турбины. В клапанной коробке (см. рис. 4.27) расположены регулирующие клапаны, последовательное открытие которых обеспечивает сопловое парораспределение. Пройдя регулирующие клапаны и сопловые коробки, отлитые заодно с верхней половиной корпуса турбины (рис. 7.3), пар поступает в сопла регулирующей ступени. Последую-

щая проточная часть турбины состоит всего из семи нерегулируемых ступеней. Из выходного патрубка пар направляется потребителю.

Умеренные параметры пара на входе позволили выполнить ротор турбины сборным: все восемь рабочих дисков посажены на вал с натягом. Перед посадкой диски нерегулируемых ступеней подвергаются автофретированию (предварительному упрочнению центральной части диска путем разгона до частоты вращения, существенно превышающей рабочую, на специальной разгонной установке).

Это позволяет выполнить втулки дисков узкими и сделать турбину очень компактной. Однако диск регулирующей ступени автофретированию не подвергают, так как при высокой температуре полученное упрочнение будет постепенно сниматься из-за релаксации напряжений в месте посадки на вал. Поэтому диск регулирующей ступени имеет широкую по сравнению с другими дисками ступицу.

Рис. 7.3. Турбина Р-12-35/5 КТЗ



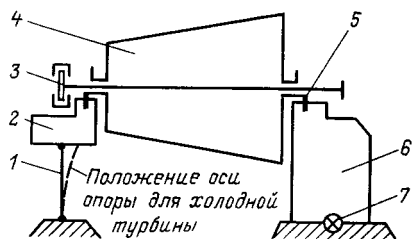


Рис. 7.4. Схема тепловых расширений турбины Р-12-35/5 КТЗ:

1 — гибкая опора; 2 — корпус переднего подшипника; 3 — упорный подшипник; 4 — корпус турбины; 5 — лапа; 6 — корпус заднего подшипника; 7 — фиксункт

На валу в области переднего концевой уплотнения установлена защитная втулка, предохраняющая его от прогиба при случайных задеваниях.

Дополнительная вращающаяся масса на выходном конце вала также позволяет унифицировать турбину: на месте этой массы можно разместить две дополнительные ступени и выполнить турбину на меньшее противодавление.

На рис. 7.4 показана схема тепловых расширений турбины. Задний подшипник закреплен на фундаменте, а передний опирается на гибкую опору, легко деформирующуюся в продольном направлении. При монтаже турбины на гибкой опоре создают предварительный натяг, как показано на рисунке. При разогреве цилиндра и его расширении гибкая опора становится вертикальной.

На рис. 7.5 показана схема масло-снабжения. Масло в систему смазки подается инжектором, к которому подводится рабочее масло высокого давления из напорной линии главного масляного насоса, расположенного на валу турбины. Пройдя маслоохладители, масло поступает на смазку подшипников турбины, генератора и его возбuditеля и из них сливается в масляный бак. При пуске турбины функции главного масляного насоса выполняет пусковой турбонасос.

От главного масляного насоса питаются блок системы регулирования, включающий сервомотор стопорного клапана, реле осевого сдвига, регулятор подачи пара на уплотнения.

На рис. 7.6 показана схема регулирования турбины. Положением поршня сервомотора 5, который перемещает через систему рычагов траверсу регулирующих клапанов (см. рис. 4.27), управляет отсечной золотник 4 (см. рис. 4.23), подающий силовое масло от насоса-регулятора 1 в соответствующую полость сервомотора (см. рис. 4.24). Отсечной золотник 4 перемещается при изменении давления в импульсной линии, связанной с полостью под ним.

Давление в импульсной линии может изменяться либо трансформатором давления 3, либо регулятором давления 7.

При развороте турбины или ее работе по электрическому графику регулятор давления отключают, а механизм управления 2, воздействуя на золотник трансформатора давления, управляет отсечным золотником 4 и положением регулирующих клапанов. При работе турбины по тепловому графику, наоборот, механизмом управления трансформатора давления устанавливают его золотник в положение, соответствующее частоте вращения холостого хода; при этом частота вращения будет определяться частотой сети, а положением регулирующих клапанов будет управлять включенный регулятор давления.

Пример 7.3. Если вследствие увеличения потребления пара давление в выходном патрубке турбины начинает уменьшаться, то это приводит к падению давления снаружи сильфона 6 регулятора давления 7 и его удлинению. Тогда под действием пружины золотник регулятора опускается, что приводит к снижению давления под отсечным золотником 4, который перемещается вниз, вызывая открытие регулирующих клапанов. Это приводит к увеличению расхода пара через турбину и восстановлению давления в выходном патрубке.

Основными исполнительными органами системы защиты являются

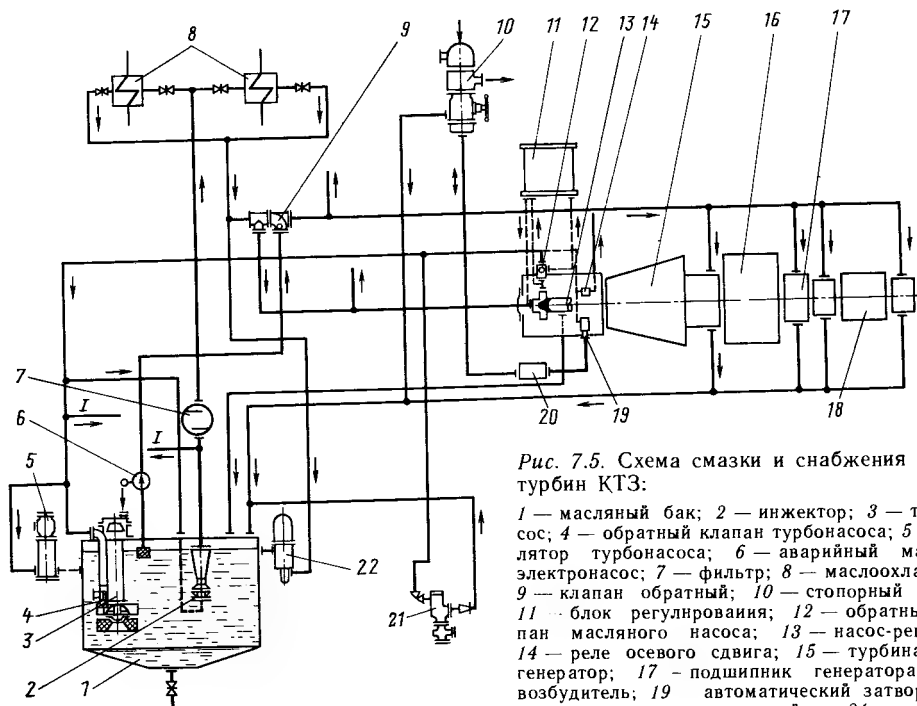


Рис. 7.5. Схема смазки и снабжения маслом турбин КТЗ:

1 — масляный бак; 2 — инжектор; 3 — турбонасос; 4 — обратный клапан турбонасоса; 5 — регулятор турбонасоса; 6 — аварийный масляный электронасос; 7 — фильтр; 8 — маслоохладитель; 9 — клапан обратный; 10 — стопорный клапан; 11 — блок регулирования; 12 — обратный клапан масляного насоса; 13 — насос-регулятор; 14 — реле осевого сдвига; 15 — турбина; 16 — генератор; 17 — подшипник генератора; 18 — возбудитель; 19 — автоматический затвор; 20 — выключатель дистанционный; 21 — регулятор уплотнений; 22 — реле пуска аварийного масляного электронасоса; I — к щиту управления

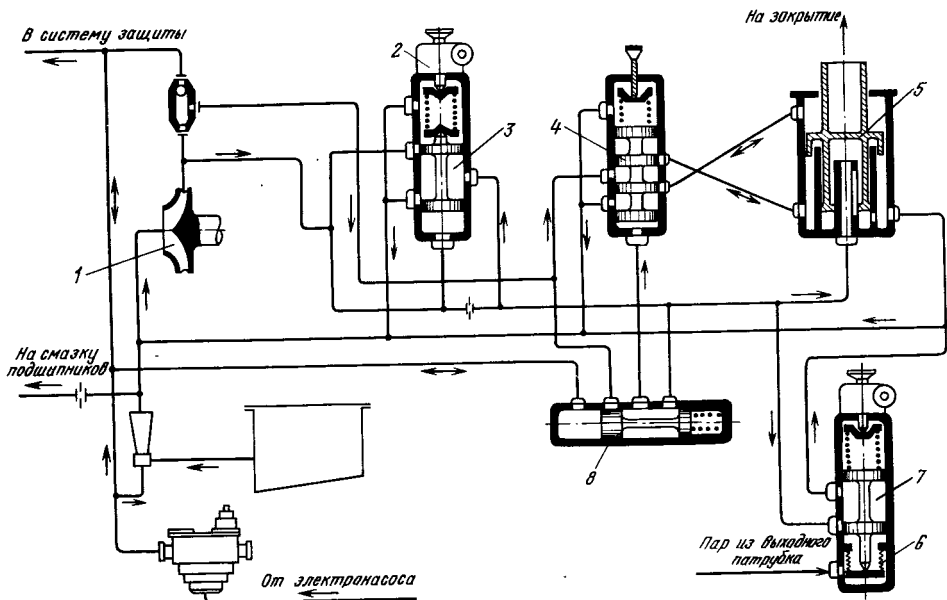


Рис. 7.6. Система регулирования турбин с противодавлением КТЗ

стопорные клапаны, удерживаемые в открытом положении давлением масла. Срабатывание стопорных клапанов происходит при соединении идущих к ним напорных маслопроводов со сливом. Оно происходит при срабатывании одного или нескольких датчиков защиты: автомата безопасности, реле осевого сдвига, ручного или дистанционного выключателя.

Турбина обязательно должна иметь несколько независимых защитных контуров, и поэтому в случае опасной ситуации регулирующие клапаны должны закрыться вместе со стопорными. Но система регулирования работает так, что регулирующие клапаны открываются всякий раз, когда падает давление под золотниками трансформатора давления и отсечного золотника. Поэтому для того чтобы при падении давления масла в линиях удержания стопорных клапанов происходило закрытие и регулирующих клапанов, введено реле 8 закрытия регулирующих клапанов (см. рис. 7.6). При резком падении давления под поршнями стопорных клапанов золотник реле закрытия регулирующих клапанов смещается влево, пропуская масло под давлением под отсечной золотник, который и обеспечивает закрытие регулирующих клапанов. Автомат безопасности — бойкового типа. Датчик реле осевого сдвига — гидравлический. При осевом сдвиге ротора вправо (см. рис. 7.3) на 0,4—0,5 мм, например при износе колодок упорного подшипника, происходит падение давления масла в линиях к стопорным клапанам точно так же, как и при срабатывании автомата безопасности.

Турбина Р-50-130/13 ЛМЗ

Паровая турбина Р-50-130/13 ЛМЗ мощностью 50 МВт выполнена на начальные параметры 12,75 МПа и 565 °С и противодавлением 1,0—1,8 МПа (см. табл. 7.1).

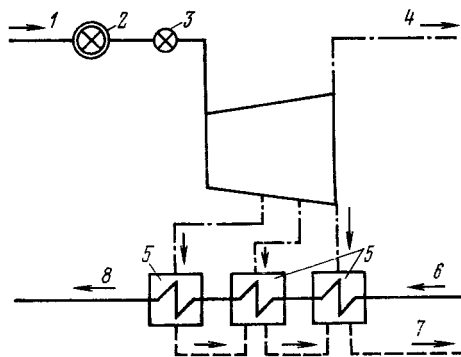


Рис. 7.7. Схема основных паропроводов турбины Р-50-130/13 ЛМЗ:

1 — свежий пар; 2 — стопорный клапан; 3 — регулирующий клапан; 4 — пар потребителю теплоты; 5 — ПВД; 6 — питательная вода от питательного насоса; 7 — конденсат греющего пара в деаэрактор; 8 — питательная вода в котел

Схема трубопроводов турбины показана на рис. 7.7. Свежий пар из коллектора ТЭЦ подводится к стопорному клапану, а от него по четырем паропроводам — к четырем регуливающим клапанам, установленным непосредственно на корпусе турбины. Конструктивно паровпуск выполнен так же, как и в турбине К-200-130 ЛМЗ.

Из сопловых коробок, вваренных в корпус, пар поступает на одну-единственную регулируемую ступень, затем проходит 16 нерегулируемых ступеней и направляется тепловому потребителю.

В систему регенерации входят три подогревателя высокого давления, питаемых из выходного патрубка турбины и двух нерегулируемых отборов. Температура питательной воды 235 °С.

Конструкция турбины (рис. 7.8) в значительной степени унифицирована с конструкцией ЦВД турбины К-200-130 ЛМЗ; ротор выполнен цельнокованым, корпус — одностенным, с обоймами.

Характерной особенностью турбины является применение внутреннего обводного парораспределения. При перегрузке турбины четвертый регулирующий клапан открывается

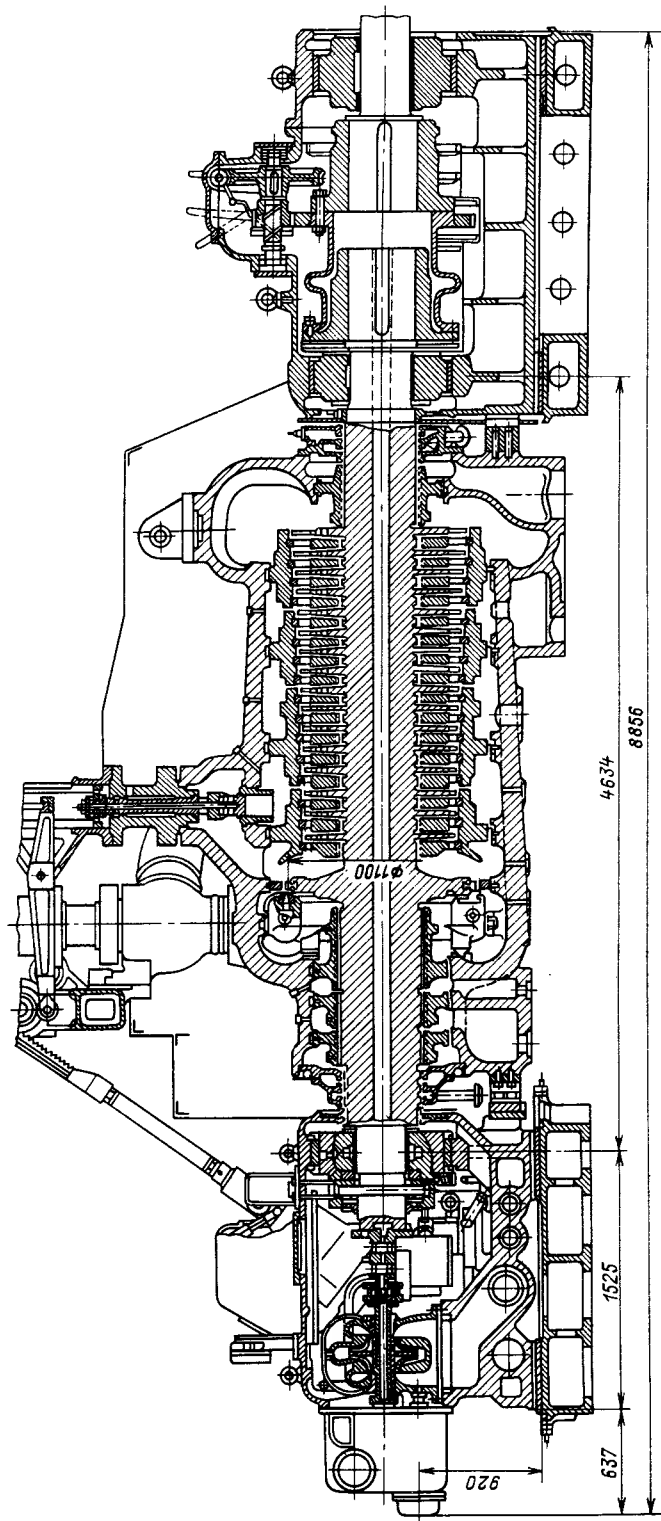


Рис. 7.8. Турбина Р-50-130/13 ЛМЗ

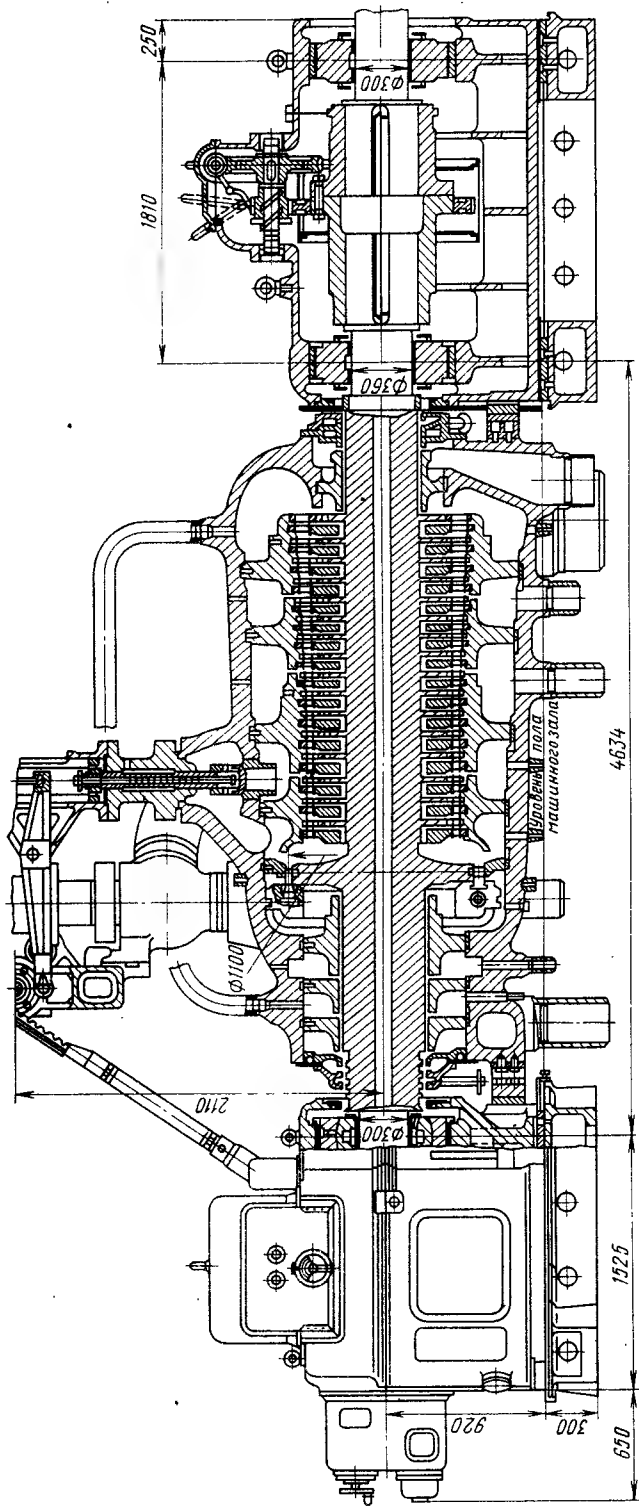


Рис. 7.9. Турбина Р-50/60-130/13-2

одновременно с обводным клапаном, перепускающим пар из камеры регулирующей ступени в четвертую нерегулируемую ступень, проходное сечение которой больше, чем у первой нерегулируемой ступени. Это позволяет увеличить мощность турбины (см. § 2.12).

Корпус турбины опирается на корпуса подшипников с помощью лап. Фикспункт турбины расположен на фундаментной раме заднего подшипника, и расширение турбины происходит в направлении переднего подшипника.

В настоящее время ЛМЗ выпускает усовершенствованную турбину Р-50/60-130/13-2 (рис. 7.9). Ее номинальная мощность составляет 52,7 МВт, начальная температура 555 °С, а давление пара на выходе из турбины может меняться в пределах 0,685—2,06 МПа.

Усовершенствование турбины шло главным образом путем повышения ее надежности. Применена новая конструкция корпуса, унифицированная с конструкцией корпуса модернизированной конденсационной турбины К-210-130-3 (см. ее описание) с плавными меридиональными обводами и узкими фланцами, снижающими пусковые температурные напряжения и уменьшающими относительное удлинение ротора; улучшена конструкция патрубков отбора пара на регенеративный подогрев питательной воды. Жесткая муфта с гибким элементом между роторами турбины и генератора заменена на более простую и надежную жесткую муфту с насадными полумуфтами. Усовершенствована конструкция чашек регулирующих клапанов.

На рис. 7.10 показана схема регулирования и маслоснабжения турбины. Ее особенность состоит в использовании регулятора давления, подающего импульс на отсечной золотник главного сервомотора при изменении давления в выходном патрубке при работе турбины по тепловому графику. Чувствительным

элементом датчика давления является сильфон, размеры которого изменяются под действием давления пара в выпускном патрубке; к сильфону присоединена заслонка, регулирующая слив масла из камеры над поршнем золотника регулятора, который и изменяет давление под отсечным золотником, благодаря чему устанавливается необходимое положение регулирующих клапанов.

Турбины Турбомоторного завода им. К. Е. Ворошилова

Турбина Р-40-130/31 номинальной мощностью 40 МВт спроектирована на начальные параметры 12,75 МПа и 565 °С, на номинальное противодавление 3,04 МПа и частоту вращения 50 1/с (см. табл. 7.1).

Схема трубопроводов турбоустановки приведена на рис. 7.11. По двум паропроводам диаметром 250 мм пар подводится к стопорному клапану, из которого по четырем паропроводам поступает к регуливающим клапанам, установленным непосредственно на корпусе турбины (рис. 7.12). Каждый из регулирующих клапанов подает пар к одной из четырех сопловых коробок, две из которых вварены в верхнюю, а две — в нижнюю половину корпуса турбины. Последовательное от-

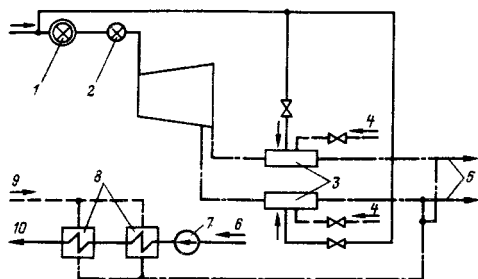


Рис. 7.11. Схема основных паропроводов турбоустановки Р-40-130/31 ТМЗ:

1 — стопорный клапан; 2 — регулирующие клапаны (4 шт.); 3 — смесительное устройство; 4 — питательная вода; 5 — пар потребителю; 6 — питательная вода из деаэратора; 7 — питательный насос; 8 — ПВД; 9 — конденсат греющего пара ПВД в деаэратор; 10 — питательная вода в котел

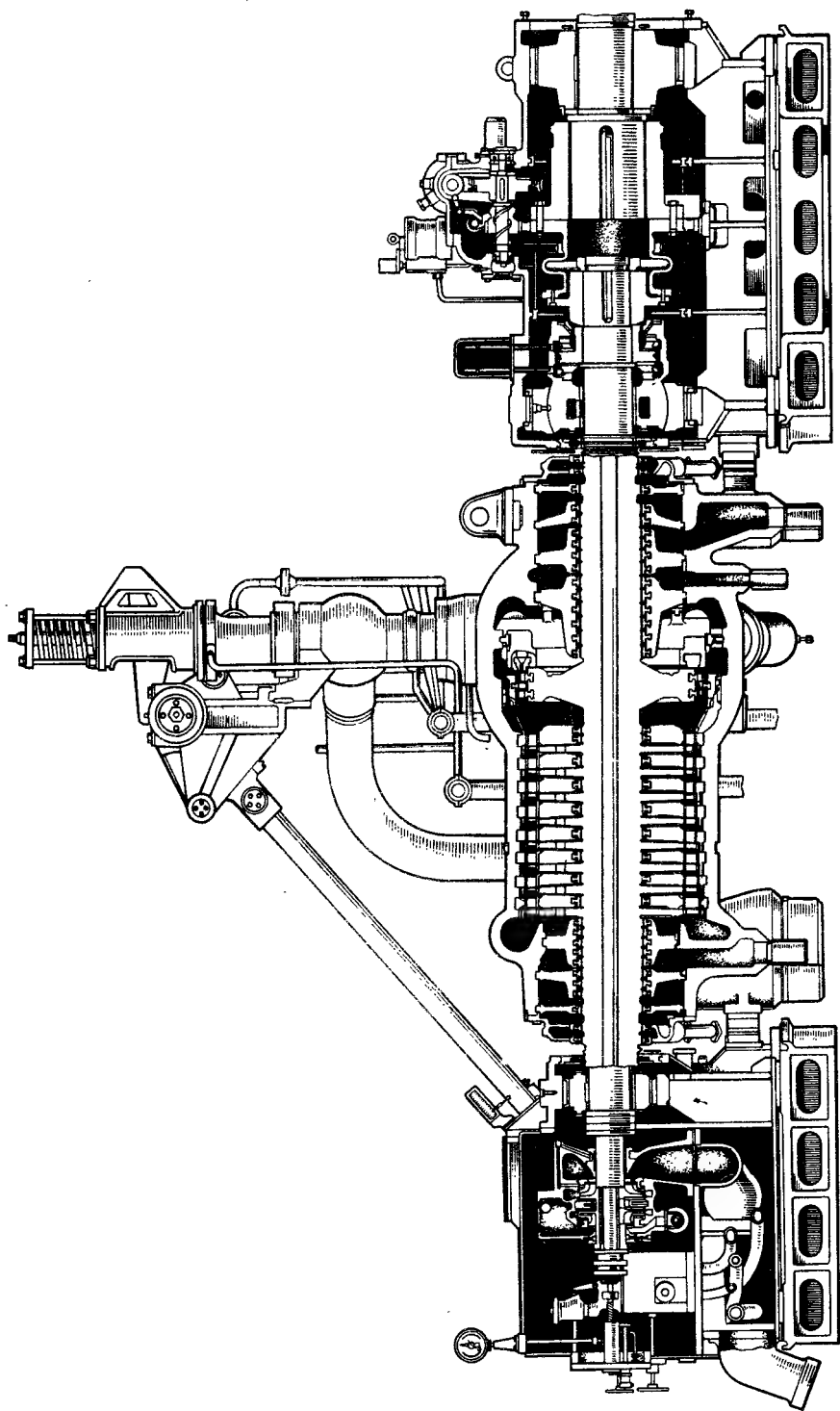


Рис. 7.12. Турбина Р-40-130-31 ТМЗ

крытие клапанов турбины производит сервомотор, который с помощью зубчатой рейки вращает кулачковый вал.

Отработавший в турбине пар направляется потребителю. Перед этим он проходит через устройство (см. рис. 7.11), обеспечивающее для потребителя постоянную температуру пара. При малых нагрузках, когда температура отработавшего пара высока, к нему подмешивается распыленная вода, а при больших нагрузках — свежий пар.

Турбина не имеет промежуточных нерегулируемых отборов пара. Для работы двух ПВД в схеме предусмотрен отбор части пара, направляемого потребителю.

Турбина имеет развитую систему уплотнений, исключаящую утечки пара через концевые уплотнения в атмосферу. Из последних камер уплотнений пар отсасывается в салыниковый подогреватель, в котором с помощью специального эжектора поддерживается небольшой вакуум. В предпоследние камеры подается уплотняющий пар из деазатора. Аналогичным способом уплотнены штоки стопорного, четырех регулирующих и обратного клапанов, через который подводится пар в устройство поддержания температуры пара, направляемого потребителю.

Проточная часть турбины (рис. 7.12) состоит из двухвенечной ступени и восьми нерегулируемых ступеней.

Ротор турбины — цельнокованый. В корпусе переднего подшипника расположен вкладыш опорного подшипника, а в корпусе заднего подшипника — вкладыш комбинированного опорно-упорного подшипника.

Применение сопловых коробок, сваренных в корпус, и реализация повышенного теплоперепада в двухвенечной регулирующей ступени позволили применить одностенную конструкцию корпуса. Отсутствие патрубков нерегулируемых отборов дало возможность разместить диафрагмы непосредственно в корпусе турбины. Все диафрагмы — сварные.

Сегменты концевых уплотнений крепятся в обоймах, установленных в корпусе.

Нижняя половина и крышка корпуса стянуты горизонтальными фланцами, имеющими паровой обогрев для улучшения маневренности турбины.

Корпус турбины опирается на корпуса подшипников с помощью лап, являющихся продолжениями фланцев нижней половины корпуса. Лапы опираются на горизонтальные площадки, приваренные к корпусам подшипников на уровне горизон-

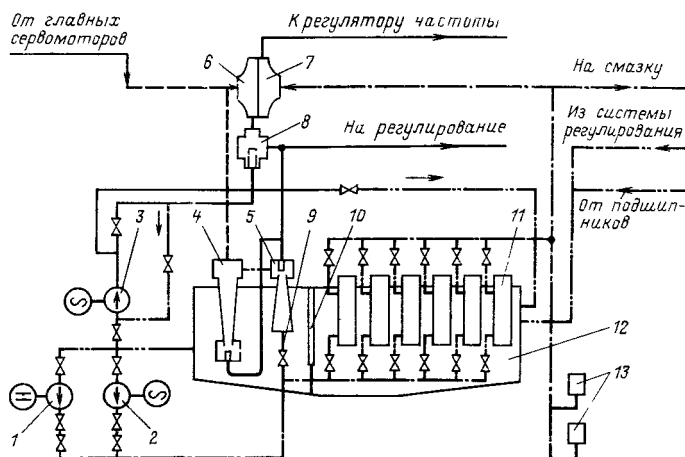


Рис. 7.13. Система маслообеспечения турбин ТМЗ:

1, 2, 3 — соответственно аварийный, резервный и пусковой масляные насосы; 4 — главный инжектор; 5 — инжектор смазки; 6 — главный масляный насос; 7 — импеллер; 8 — трехходовой обратный клапан; 9 — обратный клапан; 10 — фильтр; 11 — маслоохладитель; 12 — масляный бак; 13 — масляное реле

тального разъема. Между лапами и площадками имеются поперечные шпонки, препятствующие взаимному смещению корпусов турбины и подшипников в продольном направлении, но не препятствующие их взаимному смещению в поперечном направлении. Совмещение вертикальных плоскостей турбины и подшипников организовано с помощью вертикальных шпонок. Расширение турбины происходит вдоль продольных шпонок, установленных на фундаментной раме заднего подшипника.

В корпусе переднего подшипника размещены главный масляный насос и элементы системы регулирования и защиты, а в корпусе заднего подшипника - полужесткая муфта, соединяющая роторы турбины и генератора.

Система маслоснабжения, работающая на масле марки 22, унифицированная для всех турбин с противодавлением ТМЗ, изображена на рис. 7.13.

Главный масляный насос, установленный на валу турбины, подает масло в систему регулирования и в инжекторную группу. Последняя обеспечивает прокачку масла через четыре (для турбоустановки П-40-130) параллельно включенных маслоохладителя на смазку под-

шипников. При пуске турбины используется пусковой насос высокого давления (1,1—1,2 МПа). Резервный электронасос переменного тока и аварийный электронасос постоянного тока обеспечивают смазку подшипников после остановки турбины, а также в случае выхода из строя главного насоса.

На рис. 7.14 приведена принципиальная схема регулирования турбины. На ней кружками с треугольниками изображены переменные гидравлические сопротивления, например окна в буксах, перекрываемые золотниками.

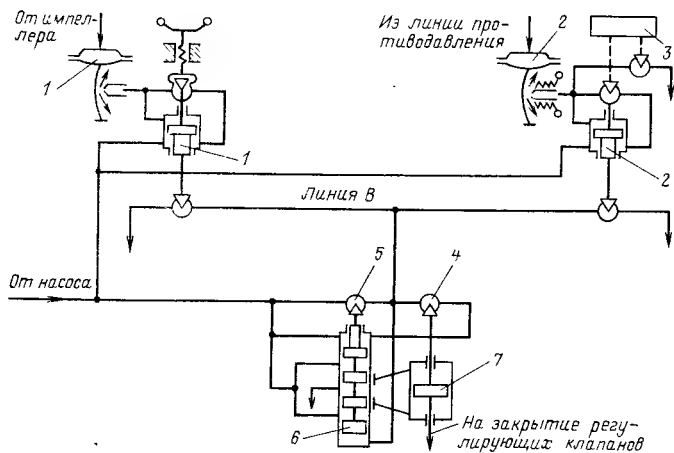
Как всякая система регулирования турбины с противодавлением, она имеет два регулятора: частоты вращения и давления. Оба эти регулятора изменяют в линии В давление импульсного масла, которое управляет положением отсечного золотника 6 и через него — сервомотором 7, перемещающим регулирующие клапаны турбины.

Датчиком частоты вращения служит импеллер, рабочее колесо которого установлено в общем корпусе с главным масляным насосом. Сигнал от импеллера поступает в мембранно-ленточную систему регулятора частоты вращения.

Мембранно-ленточная система (рис. 7.15, а) состоит из мембраны

Рис. 7.14. Принципиальная схема регулирования турбины Р-40-130/31 ТМЗ:

1, 2 регуляторы частоты вращения и давления; 3 изодрум; 4 — дроссель обратной связи главного сервомотора; 5 — дроссель обратной связи промежуточного сервомотора; 6 — золотник главного сервомотора с сервомотором промежуточного усиления; 7 — главный сервомотор



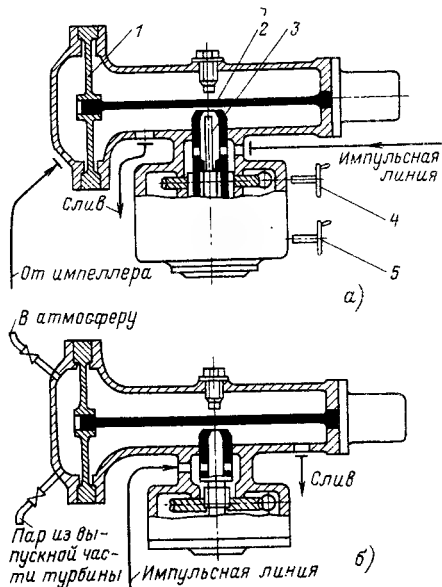


Рис. 7.15. Мембранно-ленточные регуляторы частоты вращения (а) и давления (б) ТМЗ: 1 — мембрана; 2 — лента; 3 — сопло; 4 — меха- низм управления; 5 — ограничитель мощности

и жестко присоединенной к ней тонкой плоской ленте. При сборке регулятора ленту сжимают посредством нажимного винта так, чтобы она потеряла устойчивость (прогнулась в направлении от сопла). При работе регулятора малейшее изменение положения мембраны вследствие изменения давления приводит к почти в 10 раз большей деформации ленты, которая изменяет слив из сопла и в конечном счете — в импульсной линии. Регулятор частоты вращения имеет механизм управления для изменения частоты вращения турбины при пуске (или изменении нагрузки при работе турбины по электрическому графику).

Регулятор давления (рис. 7.15, б) имеет конструкцию, аналогичную конструкции регулятора частоты вращения: изменение давления пара в выходном патрубке приводит к деформации мембраны и прогибу ленты, изменяющей слив масла из сопла и в конечном счете — в линии В (см. рис. 7.14). Изменением положения сопла можно устанавли-

вать желаемое противодействие в пределах регулирования. Регулятор давления снабжен специальным изодромным устройством, поддерживающим противодействие с высокой степенью точности.

Пример 7.4. Рассмотрим работу системы регулирования, показанную на рис. 7.14, при уменьшении количества потребляемого пара. В этом случае давление в выходном патрубке турбины увеличивается и лента регулятора приобретает больший изгиб. Это вызовет увеличение слива масла из сопла регулятора частоты вращения и падение давления над его золотником. Золотник сместится вверх и снизит давление в импульсной линии В, вследствие чего отсечной золотник опустится и подаст масло под давлением в полость над поршнем главного сервомотора, который в этом случае будет прикрывать регулирующие клапаны, уменьшая расход пара через турбину и восстанавливая заданное давление в выходном патрубке.

Аналогичным образом будет работать система регулирования при падении давления в импульсной линии при отключенном регуляторе давления и при снижении электрической нагрузки сети, когда частота вращения турбогенератора возрастает.

Система защиты турбины от разгона включает сдвоенный автомат безопасности кольцевого типа и золотники автомата безопасности, обеспечивающие закрытие стопорных и регулирующих клапанов при частоте вращения, на 10—12 % превосходящей номинальную.

Трубопроводы противодействия оборудованы тремя предохранительными клапанами, выпускающими пар в атмосферу при увеличении противодействия сверх допустимого.

Турбина Р-100-130/15 ТМЗ мощностью 100 МВт спроектирована на начальные параметры 12,75 МПа и 565 °С, противодействие 1,5 МПа и частоту вращения 50 1/с (см. табл. 7.1).

Схема трубопроводов турбины во многом сходна со схемой турбоустановки Р-40-130/31 ТМЗ. Регенеративная система подогрева питательной воды содержит три ПВД, питаемых из отборов турбины. Температура питательной воды 234 °С.

На рис. 7.16 показан продольный разрез турбины.

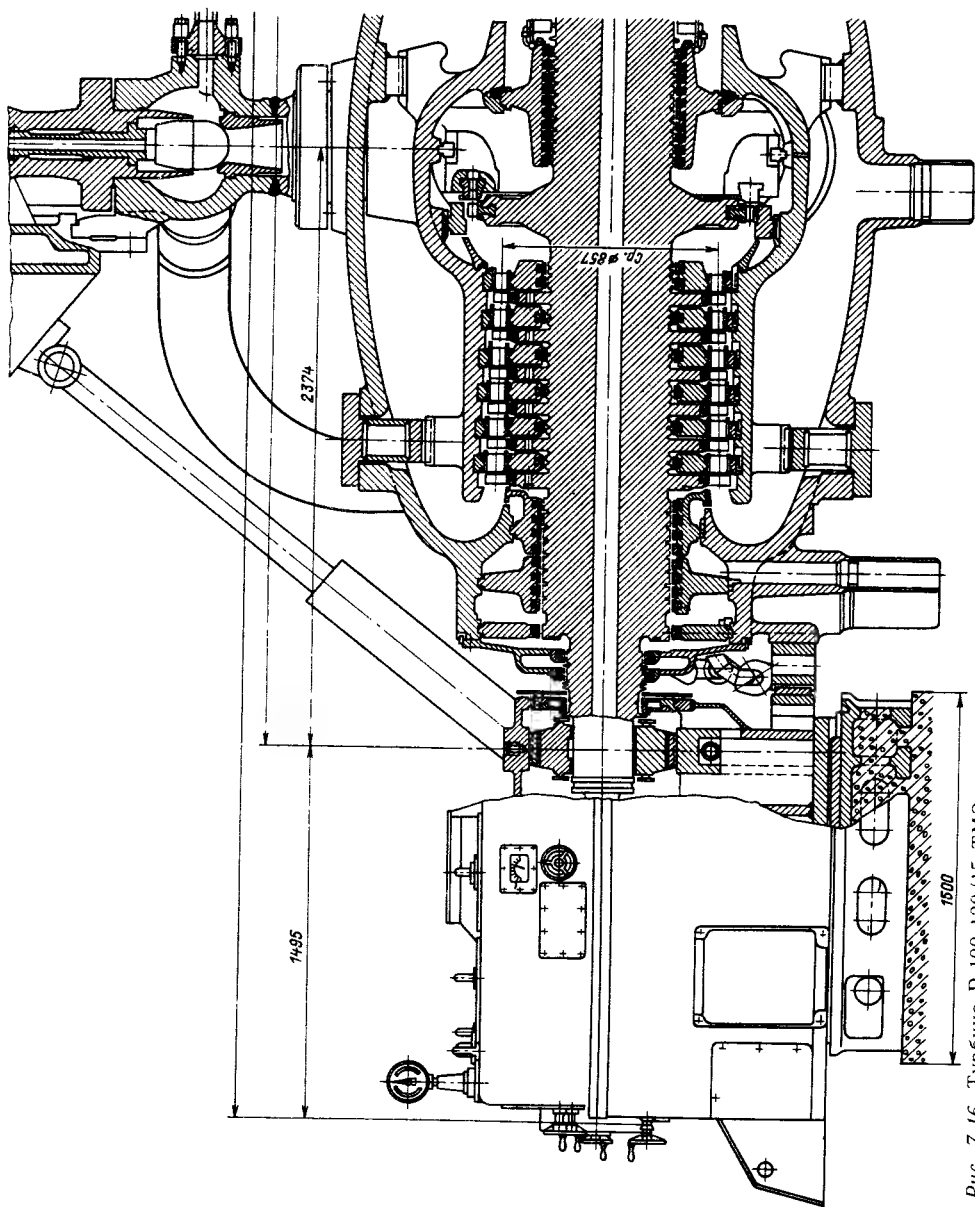
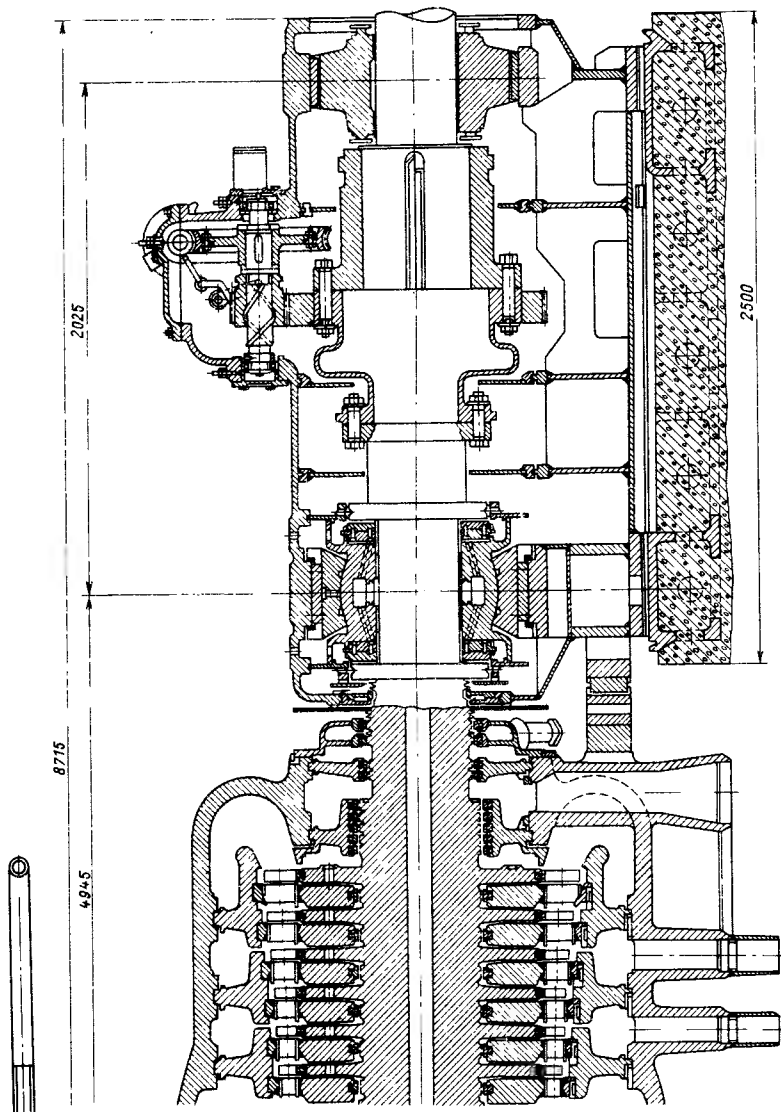


Рис. 7.16. Турбина Р-100-130/15 ТМЗ



Пар подводится от стопорного клапана по четырем паропроводам к регулирующим клапанам, установленным непосредственно на корпусе турбины. Регулирующие клапаны подают пар к четырем сопловым коробкам, вваренным во внутренний корпус турбины, откуда пар поступает на одновенечную регулируемую ступень. Далее пар расширяется в шести ступенях, делает поворот на 180°, проходит в межкорпусном пространстве и затем расширяется в шести ступенях, после чего направляется потребителю.

Ротор опирается на два опорных подшипника, расположенных в корпусах, установленных на фундаменте. Вкладыш заднего подшипника — комбинированный: его расточка служит для размещения шейки вала, а торцевые поверхности — для упорных колодок. Вал турбины имеет два упорных гребня (аналогично конструкции, показанной на рис. 3.70). Размеры концевых уплотнений выбраны так, чтобы обеспечить малое осевое усилие на упорный подшипник на номинальном режиме работы.

Корпус турбины выполнен двойным; центровка внутреннего корпуса по отношению к наружному осуществляется подвеской внутреннего корпуса во внешнем на уровне горизонтального разъема и установкой четырех продольных шпонок так, как показано на рис. 3.34.

Диафрагмы первых шести ступеней установлены во внутреннем корпусе, а остальных — в обоймах, расположенных во внешнем корпусе. Отборы пара на регенерацию производятся из межкорпусного и межобойменных пространств, образованных гребнями трех обойм.

Центровка корпусов турбины и подшипников, установка турбины на фундаменте и организация ее расширений выполнены точно так же, как и у турбины Р-40-130/31 ТМЗ. То же относится и к системам маслоснабжения, смазки, регулирования и защиты.

7.4. ОСОБЕННОСТИ ПТУ И ТУРБИН С РЕГУЛИРУЕМЫМ ОТБОРОМ ПАРА

Рассмотренные выше турбины с противодавлением имеют существенный недостаток, связанный с невозможностью одновременной независимой работы по тепловому и электрическому графикам. Вместе с тем такая необходимость часто имеется, например, в крупных городах, требующих много теплоты для отопления и электрической энергии для бытовых и промышленных нужд.

Схема использования теплоты отбираемого пара для целей теплофикации показана на рис. 7.17. В эту схему органически входит подогреватель сетевой воды (бойлер) 17, через который сетевыми насосами прокачивается обратная сетевая вода (вода, теплота которой уже использована для отопления). Греющим агентом является пар, отбираемый от турбины. Нагретая, или так называемая прямая сетевая вода направляется на отопление. Конденсат греющего пара сетевого

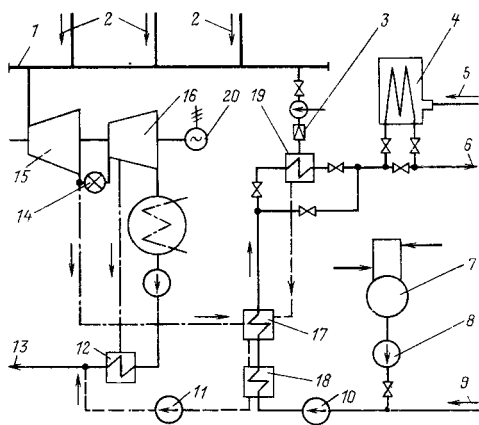


Рис. 7.17. Схема подогревательной установки сетевой воды:

1 - паровой коллектор; 2 - пар из котлов; 3 - РОУ; 4 - пиковый котел; 5 - топливо; 6, 9 - прямая и обратная сетевая вода; 7 - деаэрактор подпиточной воды; 8 - подпиточный насос тепловой сети; 10 - сетевой насос; 11 - сливной насос; 12 - ПНД; 13 - конденсат в деаэрактор; 14 - регулирующие клапаны ЧНД; 15 - ЧВД; 16 - ЧНД; 17 - 19 - сетевые, дополнительный и пиковый подогреватели; 20 - генератор

подогревателя поступает либо в деаэратор, либо в трубопровод конденсата. Предварительно его теплота может быть использована для нагрева сетевой воды в дополнительном подогревателе. Теплофикационный отбор пара обычно осуществляют при давлении, не превышающем 0,25 МПа, что позволяет нагреть сетевую воду до 110–120 °С. В холодные дни, когда требуется нагрев сетевой воды до более высокой температуры, за основным сетевым подогревателем может быть включен пиковый водогрейный котел или пиковый подогреватель сетевой воды, питаемый паром отбора более высокого давления или, как на рис. 7.17, через редуциционно-охладительную установку (РОУ) от паропровода свежего пара.

На рис. 7.18 показана принципиальная схема регулирования турбины с регулируемым отбором пара.

Пропуск пара в турбину регулируется клапаном 1. Пройдя ЧВД, поток пара раздваивается: часть пара клапаном 8 пропускается в ЧНД, проходя через которую пар вырабатывает электрическую мощность и направляется в конденсатор, а другая часть после ЧВД

направляется тепловому потреби-
телю.

Воздействуя на регулирующие клапаны 1 ЧВД и 8 ЧНД, можно менять расход пара в отбор, поддерживая мощность турбины неизменной, или, наоборот, изменять мощность, не изменяя количество отбираемого пара. Для этого необходимо, чтобы в первом случае клапаны 1 и 8 работали в противоположных направлениях (один — на открытие, а второй — на закрытие), а во втором случае — в одинаковом направлении. Для этого турбина должна иметь соответствующую систему регулирования, рассмотренную ниже.

Турбина с регулируемым отбором пара может работать как в режиме турбины с противодавлением, так и в режиме конденсационной турбины. Действительно, при закрытых регулирующих клапанах 8 ЧНД (необходимо только оставить небольшой пропуск пара в ЧНД для охлаждения проточной части) турбина будет работать практически в режиме противодавления. Наоборот, при полностью открытых регулирующих клапанах ЧНД и закрытой задвижке на линии отбора турбина будет работать как конденсационная.

На первый взгляд кажется, что конструкция турбины с отбором пара аналогична конструкции турбины с промежуточным перегревом пара (сравните с конструкцией ЦВД турбины К-160-130 ХТЗ), поскольку и в том, и в другом случае имеются клапаны, регулирующие расход пара через ЧНД (в турбине К-160-130 через ЦСД). Однако назначение этих клапанов принципиально разное. Количество пара, поступающего на промежуточный перегрев и в ЦСД турбин с промежуточным перегревом, одинаково, и основная роль регулирующих клапанов ЧСД этих турбин состоит в ограничении пропуска пара в ЧСД при некоторых режимах (например, при резком сбросе нагрузки). А в турбинах с отбором пара регулирующие кла-

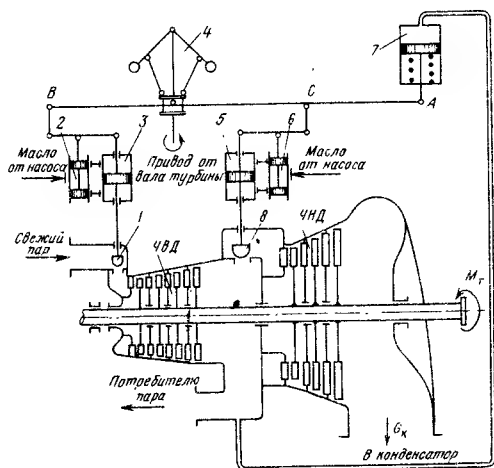


Рис. 7.18. Схема турбины с регулируемым отбором пара и конденсацией и ее системы регулирования

паны ЧСД управляют расходом пара в отбор на всех режимах работы (кроме режима работы с противодавлением).

Система автоматического регулирования турбины с отбором пара обязательно имеет два датчика и два механизма управления. Регулятор частоты вращения служит для формирования сигнала по частоте вращения, а регулятор давления — по количеству (давлению) отбираемого пара. Механизмы управления позволяют изменять как мощность, так и давление (количество) отбираемого пара.

Для возможности независимого регулирования мощности и величины отбора система регулирования выполняется связанной. Это означает, что она работает так, что при изменении одного из параметров (например, электрической мощности) второй параметр (в нашем случае — величина отбора) остается практически неизменным.

При связанном автоматическом регулировании турбины с отбором пара (рис. 7.18) положением золотников 2 и 6 сервомоторов 3 и 5 ЧВД и ЧНД управляют через систему рычагов регуляторы частоты 4 и давления 7. Если, например, вследствие увеличения нагрузки в сети частота вращения турбоагрегата упадет, то рычаг *АСВ* будет поворачиваться вокруг неподвижной точки *А* и это будет приводить к одновременному открытию клапанов 1 и 8 ЧВД и ЧНД, с тем чтобы вернуть частоту сети к прежнему значению (в пределах статической характеристики); при этом размеры рычагов должны быть выбраны так, чтобы расход пара в отбор, равный разности расходов пара из ЧВД и на входе в ЧНД, не изменился. Таким образом, при изменении частоты вращения сервомоторы ЧВД и ЧНД будут перемещаться в одинаковом направлении. Наоборот, если при неизменной частоте вращения (т. е. при неизменном положении муфты регулятора) произойдет изме-

нение отбора, рычаг *АСВ* будет поворачиваться так, что регулирующие клапаны ЧВД и ЧНД будут перемещаться в разных направлениях. Например, при падении давления в отборе точка *В* сместится вниз, а точка *С* — вверх; это приведет к открытию клапанов ЧВД (для сохранения давления пара в отборе) и к одновременному закрытию клапанов ЧНД (для уменьшения мощности, развиваемой за счет большего пропуска пара через ЧВД).

Рассмотренная схема регулирования с рычажными связями является простейшей и четко демонстрирует принципы регулирования. В современных системах регулирования в основном используют гидравлические связи. Пример такой системы регулирования показан на рис. 7.19. В этой системе перемещение главных золотников 5 и 7 и соответствующих сервомоторов 4 и 6 определяется изменением импульсных давлений в линиях *А* и *В*. Эти давления зависят от положения золотников, перемещаемых регулятором частоты вращения 1 и регулятором давления 2 (непосредственно или через промежуточные механические или гидравлические связи), и конусов обратной связи 3. Нетрудно видеть, что смещение золотника регулятора частоты вращения приводит к одновременному снижению или повышению давлений в импульсных линиях и движению сервомоторов и регулирующих клапанов ЧВД и ЧНД в одном направлении. Наоборот, смещение золотника регулятора давления вызывает изменение давления в импульсных линиях в разных направлениях, что приводит к разным направлениям перемещения клапанов.

В общем случае может происходить одновременное изменение и частоты вращения, и расхода пара в отбор. При этом золотники обоих регуляторов будут выдавать соответствующий суммарный сигнал в импульсные линии для перемещения клапанов. Конструктивно оба золотника, как правило, совмещают, и

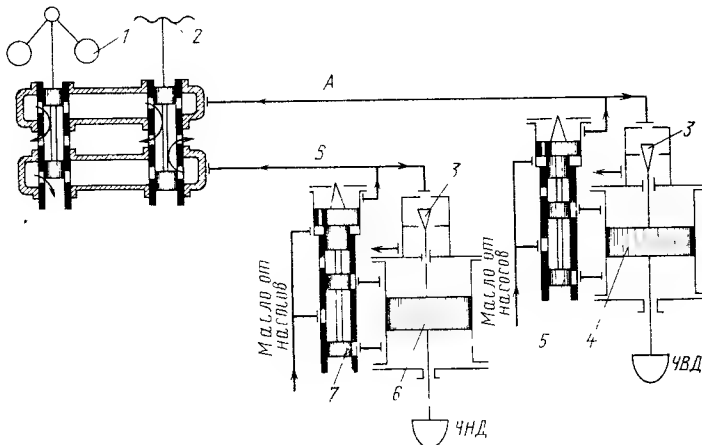


Рис. 7.19. Схема регулирования с гидравлическими связями для турбины с отбором пара

полученное устройство часто называют блоком суммирующих золотников, который является характерной принадлежностью гидравлических систем регулирования турбин с отборами пара.

Отличительной особенностью конструкции турбин с отборами пара является необходимость в промежуточных регулирующих органах. Конструктивное выполнение этих органов может быть различным.

Простейший из этих способов, применяемых КТЗ, показан на рис. 7.20. Два отдельных сервомотора, расположенных в корпусе переднего подшипника, посредством системы рычагов перемещают траверсы клапанов ЧВД и ЧНД (см. рис. 4.27).

Другим распространенным способом является использование пово-

ротных диафрагм. Пример конструкции поворотной диафрагмы показан на рис. 7.21. На диафрагме 1 обычной конструкции установлено поворотное кольцо 3, в котором выполнены два ряда окон 4 и 5. С помощью сервомотора кольцо 3 может поворачиваться относительно диафрагмы. В закрытом положении окна кольца расположены напротив сопловых лопаток 2, и поэтому пар в ЧНД не проходит (имеется лишь небольшая площадь для прохода пара в нижнем ряду окон 5 для охлаждения проточной части ЧНД). При повороте диафрагмы по часовой стрелке сначала открывается проход пара через нижние окна, а затем — через верхние. Таким образом, в рассмотренной конструкции по существу реализуется парораспределение с двумя регулирующими клапанами. Существуют аналогичные конструкции и с большим количеством рядов окон, в которых создано трех- и даже четырехклапанное сопловое парораспределение в ЧНД.

Рассмотрим другие конструктивные особенности турбин с отборами пара. Если турбины с противодавлением в подавляющем числе случаев выполняют одноцилиндровыми, то число цилиндров в турбине с отборами зависит от ее мощности и параметров.

Широкий диапазон работы турбин с отборами как по тепловой, так и по электрической нагрузке,

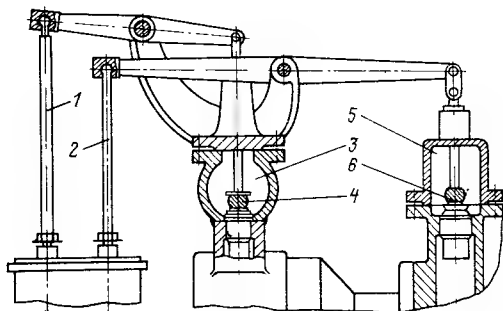


Рис. 7.20. Привод регулирующих клапанов турбин с отбором пара КТЗ:

1, 2 — штоки сервомоторов клапанов ЧВД и ЧНД, 3, 5 — паровые коробки ЧВД и ЧНД, 4, 6 — траверсы клапанов ЧВД и ЧНД

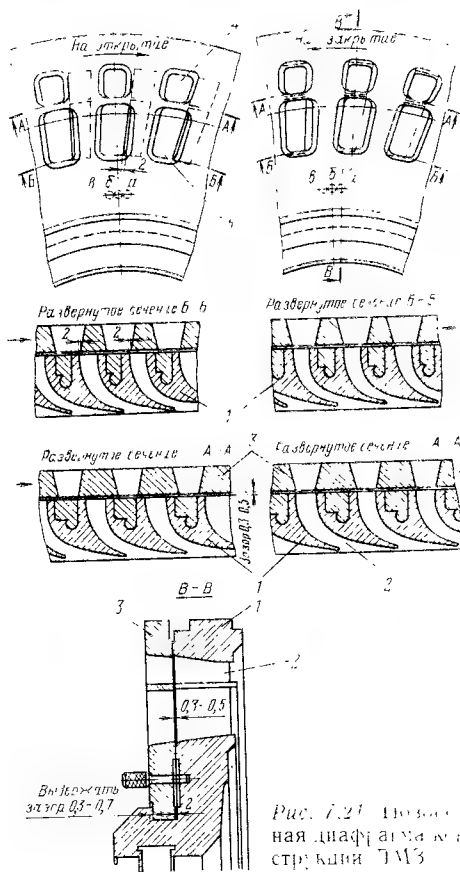


Рис. 7.21. Подшипниковая диафрагма конструкции ТМЗ

в частности работа в режиме, близком к режиму с противоавтлением, делает целесообразным ее выполнение с сопловым парораспределением в ЧВД (см. § 7.2).

Камеры для отбора пара всегда отрицательно сказываются на надежности работы рабочих лопаток смежных ступеней, поскольку в месте расположения патрубка отбора давление пара отличается от давления в других точках окружности протекания пара. Это приводит к появлению возмущающих сил (см. § 11.2) и вибрации лопаток. Для уменьшения такого вредного действия камеры отборов приходится выполнять большими как в осевом, так и в радиальном направлении. Поэтому размеры корпусов тех цилиндров, где производятся отборы пара, больше, чем размеры аналогичных корпусов цилиндров конденсационных турбин.

1.6. КОНСТРУКЦИЯ ТУРБИН ТМЗ С РЕГУЛИРУЕМЫМ ОБОРОТНЫМ ПАРЫ

Ниже рассмотрены типичные и наиболее важные конструкции теплофикационных турбин ТМЗ, основные параметры которых представлены в табл. 7.2.

Турбина Т-50-130

Турбина мощностью 50 МВт спроектирована на начальные параметры 12,75 МПа и 565 °С без промежуточного перегрева пара и на частоту вращения 50 1/с (см. табл. 7.2). В дальнейшем завод модернизировал турбину, повысив ее номинальную мощность до 55 МВт, а максимальную — до 60 МВт.

Принципиальная тепловая схема турбоустановки приведена на рис. 7.22. Пар от стопорного клапана поступает к четырем регулирующим клапанам, расположенным на корпусе ЦВД и обеспечивающим сопловое парораспределение. Пройдя

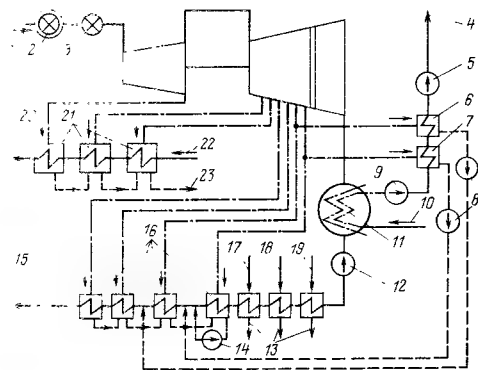


Рис. 7.22. Принципиальная тепловая схема турбоустановки Т-50-130 ТМЗ:

1 — свежий пар; 2 — стопорный клапан; 3 — регулирующий клапан; 4 — прямая сетевая вода; 5, 9 — сетевые насосы; 6, 7 — верхний и нижний сетевые подогреватели; 8 — дренажные сетевые насосы; 10 — обратная сетевая вода; 11 — встроенный пучок; 12 — конденсатный насос; 13 — конденсат греющего пара в конденсатор; 14 — сливной насос; 15 — конденсат в деаэратор; 16 — ПВД; 17 — пар из уплотнений; 18, 19 — выхлопной пар эжектора уплотнений и основного эжектора; 20 — питательная вода в деаэратор; 21 — ЦВД; 22 — питательная вода от питательного насоса; 23 — конденсат греющего пара в деаэратор.

Т а б л и ц а 7.2. Основные параметры теплофикационных турбин ТМЗ

Показатель	Турбина						
	Т-250/300- 240-3	Т-175/210- 130	Т-110/120- 130-4	ПТ-135/165- 130/15	ПТ-50/60- 130/7	Т-50/60-130	ТК-450/500- 60
Мощность, МВт: номинальная максимальная	250 300	175 210	110 120	135 165	50 60	50 60	450 500
Частота вращения, 1/с	50	50	50	50	50	50	50
Начальные параметры пара: давление, МПа температура, °С	23,5 540	12,8 555	12,8 555	12,8 555	12,8 565	12,8 555	5,87 274,3
Параметры пара после промежуточ- ного перегрева: давление, МПа температура, °С	3,68 540	— —	— —	— —	— —	— —	0,97 260
Пределы изменения давления пара в регулируемом отборе, кПа: верхнего нижнего	59—196 49—147	59—290 49—196	59 245 49 196	59—245 39—117	59—245 50—200	59—245 49—196	59—294 39—196
Максимальная тепловая нагрузка, ГДж/ч	1465	1170	770	586	160	420	2093
Номинальный производственный рас- ход отбираемого пара, кг/с	—	—	—	88,89	32,8	—	—
Температура питательной воды, °С	263	232	232	232	230	232	215
Давление пара за турбиной, кПа	5,8	5,0	5,6	6,2	5,4	5,1	9,06

Показатель	Турбина						
	Т-250/300- 240.3	Т-175/210- 130	Т-110/120- 130.4	ПТ-135/165- 130/15	ПТ-50/60- 130/7	Т-50/60-130	ТК-450/500- 60
Расход охлаждающей воды через конденса- тор, т/ч	28 000	24 800	16 000	12 400	---	7000	66 000
Температура охлаждающей воды, °С	20	20	20	20	20	20	27
Максимальный расход свежего пара, кг/с	272	211	135	211	83,3	73,6	
Конструктивная схема турбины	ЦВД + + 2ЦСД + + ЦНД	ЦВД + + ЦСД + + ЦНД	ЦВД + + ЦСД + + ЦНД	ЦВД + + ЦСД + + ЦНД	ЦВД + + ЦСНД	ЦВД + + ЦСНД	ЦВД + + ЦСД + + 2ЦНД
Конструктивная схема проточной ча- сти:							
ЦВД	1р + 11	1р + 11	2р + 8	1р + 12	2р + 8	1р + 8	2 × 6
ЦСД	11 + 6	9	14	---	---	---	2 × 6
ЦНД	2 × 3	2 × 3	2 × 3	12	15	16	2 × 3; 2 × 4
Число выхлопов	2	2	2	1	1	1	4
Длина лопатки последней ступени, мм	940	830	550	830	550	550	940
Средний диаметр последней ступени, мм	2,39	2,28	1,915	2,28	---	---	2,39
Удельный расход пара, кг/(кВт·ч)	3,6	4,25	4,3	5,55	5,48	4,9	6,84
Длина турбины, м	26,6	21,4	18,6	15,3	---	13,62	33,9
Удельный расход теплоты, кДж/(кВт × × ч)	8145	8790	9080	9440	---	---	11262

двухвенечную регулирующую ступень и восемь последующих ступеней, пар поступает в ЦНД. В ЦНД турбины Т-50-130 конструктивно совмещены ЧСД (14 ступеней до регулируемого отбора пара) и ЧНД (2 ступени после отбора), из которой пар поступает в конденсатор.

Регенеративная система турбоустановки включает четыре ПНД, деаэратор и три ПВД.

Особенностью теплофикационной установки и этой турбины, как и всех последующих, выпускаемых ТМЗ, является использование ступенчатого подогрева сетевой воды.

Для нагрева сетевой воды, например, до 120°C необходимо иметь пар с давлением $0,25\text{ МПа}$. Этот нагрев можно осуществить в одном сетевом подогревателе. Однако, поскольку при нагреве воды, например, до 80°C можно использовать пар более низких параметров, этот отбираемый пар будет совершать дополнительную работу в турбине. Конечно, для работы по такой схеме нагрева сетевой воды необходимо иметь уже не один, а два сетевых подогревателя, работающих при различных давлениях греющего пара. Поэтому такой подогрев воды называют двухступенчатым. По сравнению с одноступенчатым нагревом он дает экономии топлива около 2% , которая, конечно, быстро окупает затраты, связанные с установкой двух сетевых подогревателей вместо одного.

В тепловой схеме турбоустановки Т-50-130 использован именно двухступенчатый нагрев сетевой воды. В верхнем отопительном отборе, где давление больше, оно может изменяться в пределах $59\text{—}245\text{ кПа}$, а в нижнем — в пределах $49\text{—}190\text{ кПа}$ (при отключенном верхнем отопительном отборе допустимо более глубокое снижение давления в нижнем отборе — вплоть до 30 кПа). Необходимо подчеркнуть, что при использовании ступенчатого подогрева сетевой воды регулятор давле-

ния отбираемого пара поддерживает давление лишь в одной из ступеней отбора, а в другой ступени давление отбираемого пара не регулируется. Отсек проточной части, расположенный между камерами верхнего и нижнего отборов, называется промежуточным.

Другой особенностью тепловой схемы турбоустановки Т-50-130 является использование для нагрева сетевой воды на некоторых режимах специальной трубной системы, встроенной в конденсатор (так называемый встроенный пучок). При этом циркуляционную охлаждающую воду отключают, а конденсацию поступающего в конденсатор пара организуют с помощью обратной сетевой воды, которая таким образом подогревается перед поступлением в сетевые подогреватели. Такой режим работы турбоустановки с трехступенчатым нагревом сетевой воды экономичен, так как потери с охлаждающей водой отсутствуют.

На рис. 7.23 приведен продольный разрез турбины Т-50-130 ТМЗ. ЦВД турбины полностью унифицирован с турбиной Р-40-130/31 ТМЗ, описание которой приведено выше. Перепуск пара из ЦВД в ЦНД выполнен по двум паропроводам, соединяющим нижние половины корпусов ЦВД и ЦНД.

Валопровод турбины состоит из двух роторов, соединенных жесткой муфтой. Полумуфта ротора ЦНД откована заодно с валом. С генератором ротор турбины соединен полугибкой муфтой. Каждый из валов лежит в двух опорных подшипниках. Задний подшипник ЦВД — опорно-упорный. Ротор ЦНД — комбинированный: первые семь дисков откованы заодно с валом, а остальные насажены на вал горячей посадкой.

Корпус ЦНД кроме горизонтального имеет два вертикальных разъема, сболчиваемых на монтажной площадке электростанции. Сопловой аппарат первой ступени ЦНД

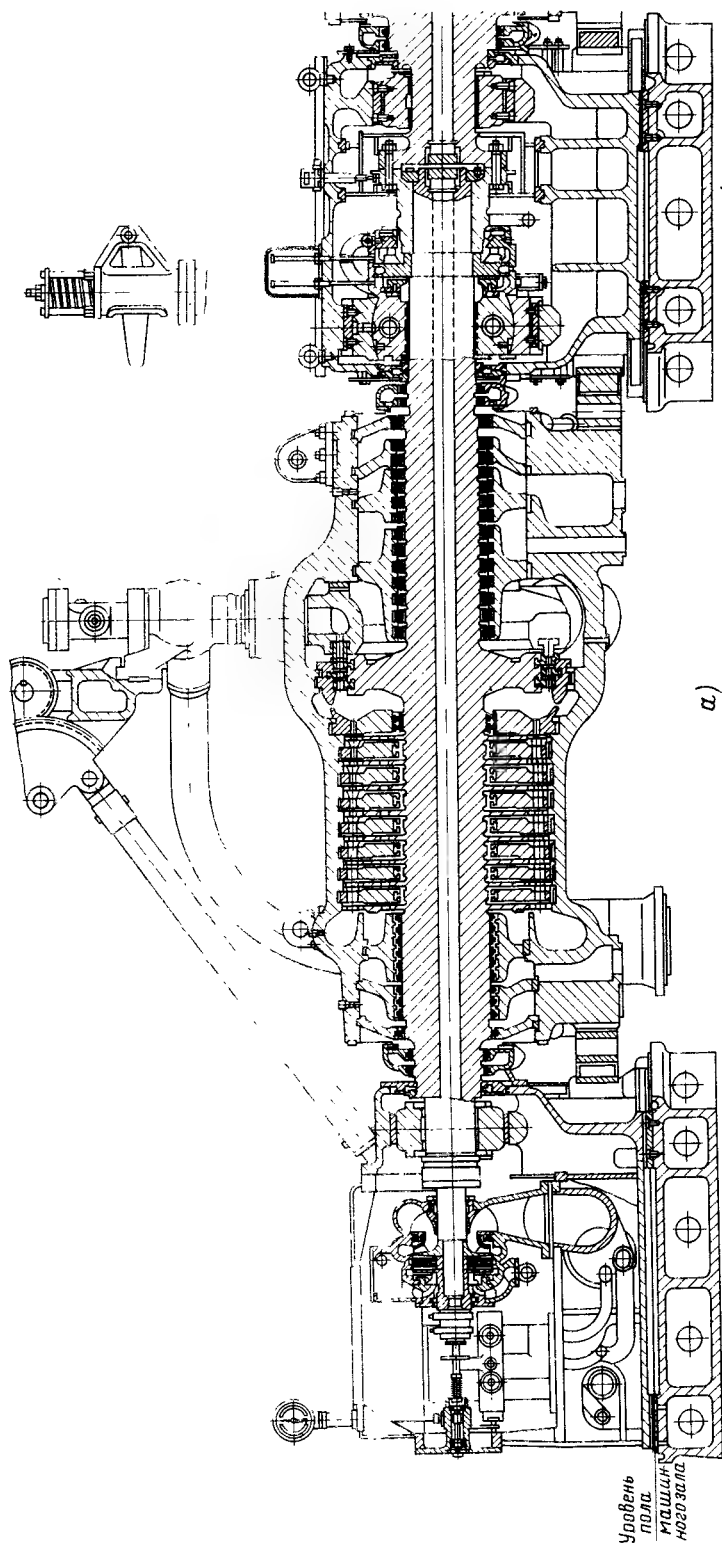
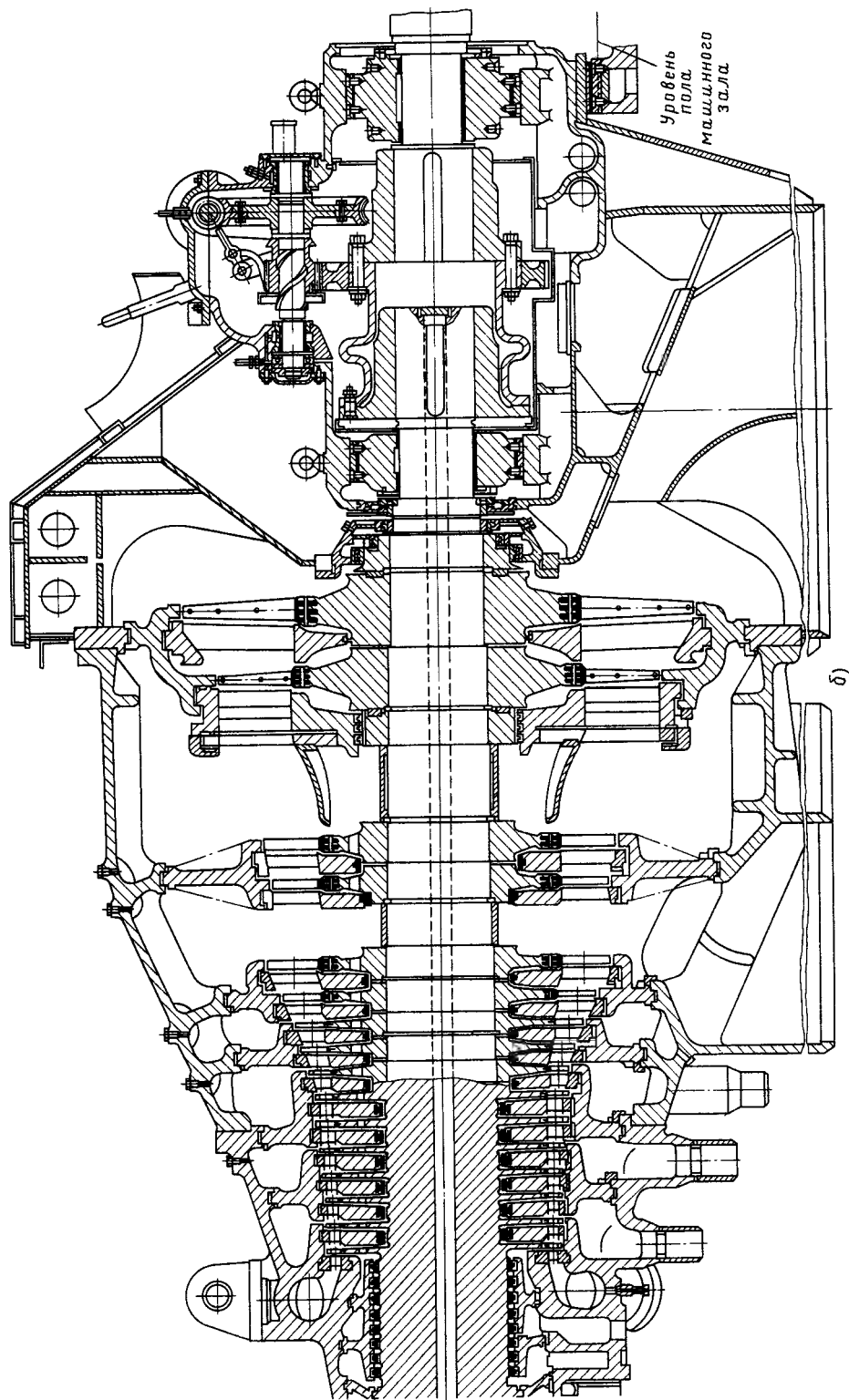


Рис. 7.23. Турбина Т-50-130 ТМЗ



Продолжение рис. 7.23

установлен в расточке корпуса. Диафрагмы ЧСД установлены в обоймах, пространство между которыми использовано для размещения патрубков отбора пара в регенеративную систему.

Две последние ступени ЧСД отделены от предшествующих ступеней и от последующей регулирующей поворотной диафрагмы большими камерами, первая из которых служит для размещения верхнего отопительного отбора, а вторая — нижнего.

Регулирующая диафрагма имеет сервомоторный привод и открывает одновременно все сопловые каналы. Таким образом, парораспределение в ЧНД дроссельное.

На рис. 7.24 показана установка турбины на фундаменте.

Передняя часть ЦСД опирается на средний подшипник с помощью лап, соединяемых с корпусом подшипника посредством поперечных шпонок. Выходная часть ЦНД опирается непосредственно на фундаментные рамы. Фикспункт расположен на опорной раме ЦНД, а вся турбина расширяется в сторону переднего подшипника вдоль продольных шпонок, установленных на фундаментных рамах в вертикальной плоскости турбины.

Схема маслоснабжения и смазки турбины Т-50-130 была показана на рис. 7.13.

На рис. 7.25 изображена схема регулирования и защиты турбины.

Датчиками системы регулирования служат импеллер, установленный в одном корпусе с насосом 10, и регулятор давления 7 в отопительном отборе. Импеллер подает сигнал на мембранно-ленточный регулятор частоты вращения 9 в виде меняющегося давления. Сигналы от регуляторов частоты вращения и давления суммируются и передаются золотникам сервомоторов 3 ЧВД и 5 ЧНД.

Поскольку всякое изменение давления в камерах над суммирующими золотниками приводит в конечном счете к перестановке клапанов ЧВД и ЧНД, то это можно исполь-

зовать для управления частотой вращения (или нагрузкой турбины) и давлением отбираемого пара. Золотник регулятора частоты вращения 9 имеет ручной и электрический привод (механизм управления), перемещающий его и изменяющий давление в камере над левым суммирующим золотником. Аналогичный привод позволяет перемещать сопло регулятора давления 7 и изменять давление в камере над правым суммирующим золотником.

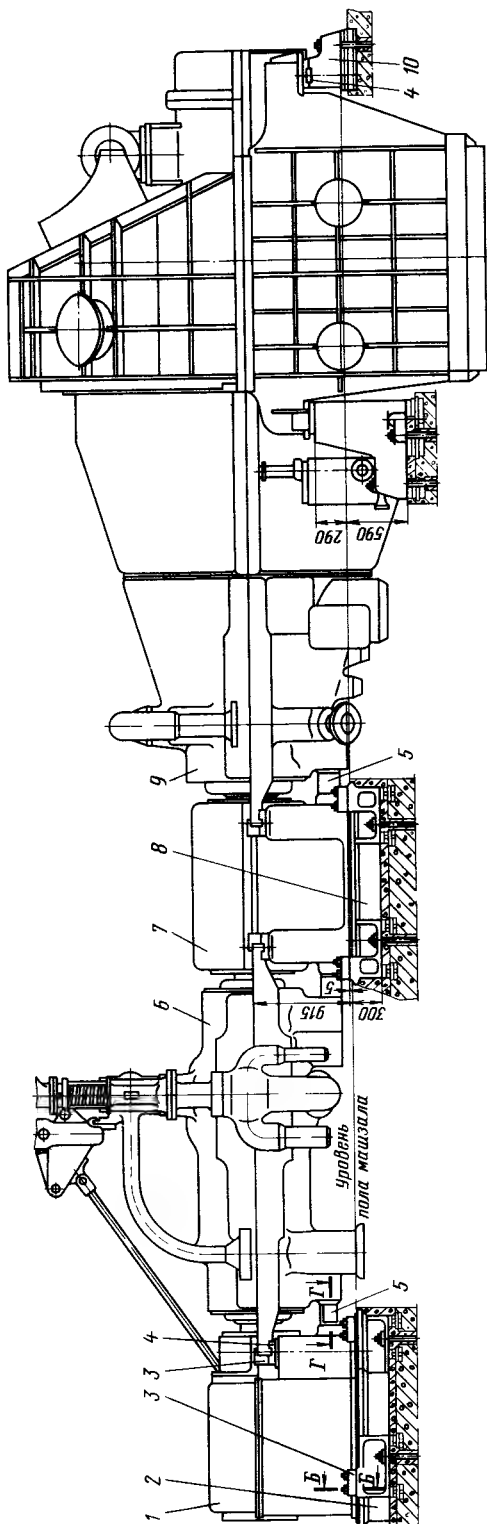
При малых скоростях изменения регулируемых параметров (частоты вращения и давления в отборе) золотники сервомоторов реагируют только на изменение давления в соответствующих этажах. Однако при резком сбросе нагрузки частота вращения будет быстро возрасти, а давление в отборе падать; это приведет к тому, что регулирующие клапаны ЧВД будут закрываться, а регулирующая диафрагма ЧНД открываться, вызывая нежелательный динамический заброс частоты вращения. Для того чтобы этого не было, золотник главного сервомотора ЧВД имеет в верхней части кромку, при смещении которой на достаточную величину импульсная линия золотника сервомотора ЧНД соединяется со сливом. При резком увеличении частоты вращения золотник сервомотора регулирующей диафрагмы закрывает ее, уменьшая тем самым динамический заброс частоты вращения.

В блоке суммирующих золотников предусмотрен так называемый переключатель 6, с помощью которого устанавливается режим работы с противодавлением. При опускании золотника переключателя посредством маховичка вниз этаж ЧНД соединяется со сливом сечения настолько большего размера, что конус обратной связи сервомотора 5 не в состоянии восстановить давление над своим золотником. Вследствие этого полость над поршнем сервомотора регулирующей диафрагмы оказывается постоянно под давле-

нием силового масла, а полость под ним — соединенной со всасывающей линией насоса. Поэтому поршень сервомотора прочно удерживает диафрагму в закрытом положении, обеспечивая режим работы с противодавлением.

Пример 7.5. Пусть в результате роста потребления электроэнергии частота сети и соответственно частота вращения турбины уменьшаются. Тогда давление за импеллером будет снижаться, а прогиб ленты регулятора частоты вращения уменьшаться. В связи с этим слив из сопла мембранно-ленточного регулятора сократится, а давление под золотником регулятора частоты вращения 9 возрастет. Золотник сдвинется вверх и увеличит слив масла из полости над левым суммирующим золотником, который переместится вверх. При этом давление на этажах ЧВД и ЧНД блока суммирующих золотников будет одновременно уменьшаться, вследствие чего отсечные золотники сервомоторов регулирующих клапанов ЧВД и регулирующей диафрагмы ЧНД сместятся вверх и откроют доступ масла от насоса под поршни сервомоторов, которые будут одновременно увеличивать расход пара через ЧВД и ЧНД, не изменяя при этом расход пара в отбор. При движении поршней сервомоторов жестко связанные с ними конусы обратной связи будут закрывать отверстия для прохода масла в полости над золотниками сервомоторов, восстанавливая давление на этажах ЧВД и ЧНД блока суммирующих золотников и возвращая отсечные золотники сервомоторов в нейтральное положение. Увеличение пропуска пара через ЧВД и ЧНД приведет к небольшому изменению частоты вращения в соответствии со статической характеристикой. При этом лента регулятора частоты вращения и его золотник займут новое положение, отвечающее новой точке на статической характеристике регулирования.

Пример 7.6. Пусть теперь вследствие увеличения потребления пара на отопление уменьшилось давление в камере отбора. Тогда прогиб ленты регулятора давления 7 также уменьшится, что приведет к уменьшению слива масла из сопла и росту давления в камере над правым суммирующим золотником. Золотник переместится вверх; при этом давление на этаже ЧВД уменьшится, а на этаже ЧНД возрастет. Следовательно (см. пример 7.5), регулирующие клапаны 2 ЧВД будут открываться, а регулирующая диафрагма 4 ЧНД закрываться; при этом мощность, развиваемая ЧВД, будет расти, мощность ЧНД снижаться, а суммарная мощность останется неизменной. Повышенный расход пара через ЧВД обеспечит потребителя требуемым количеством отбираемого пара и восстановит давление в камере отбора в соответствии со статической характеристикой поддержания давления.



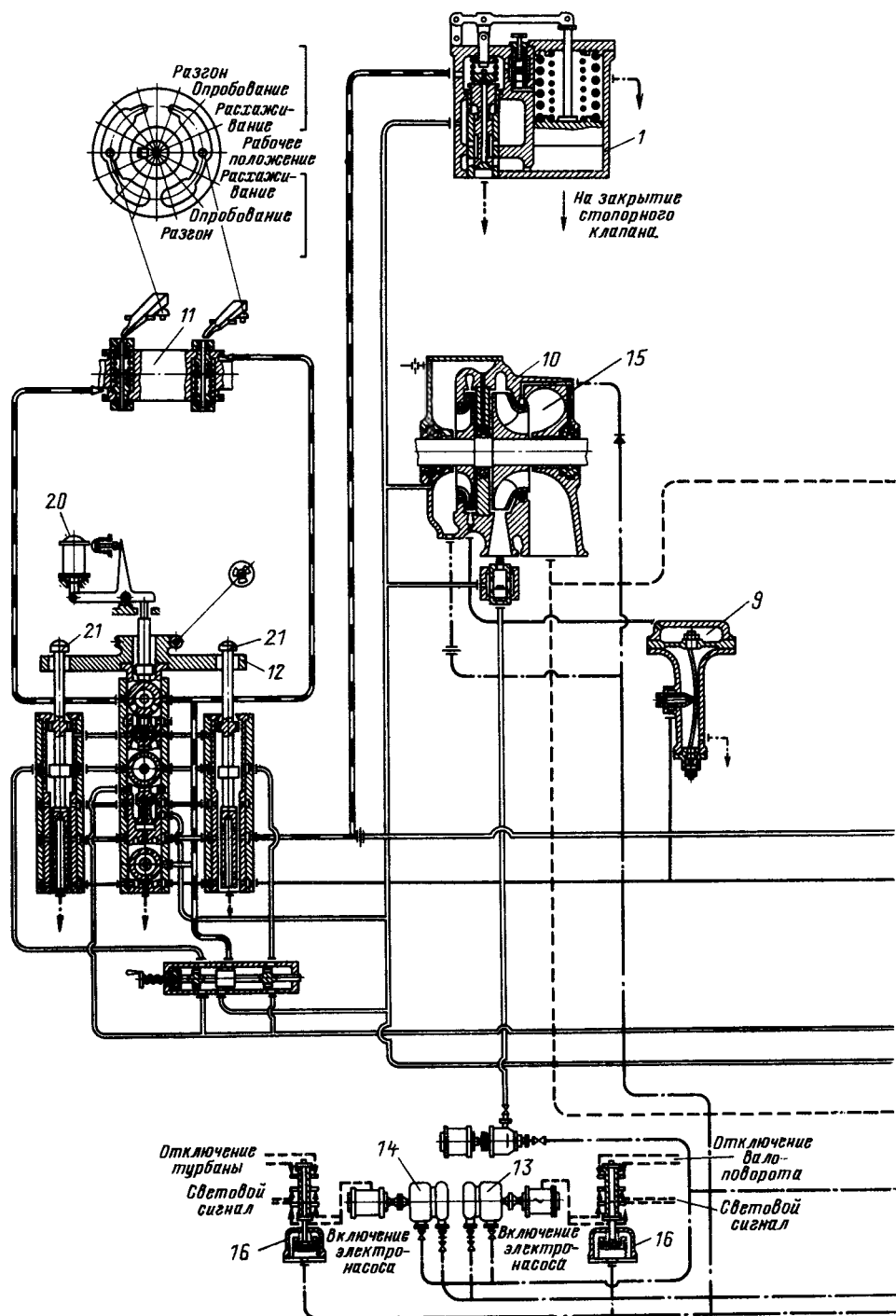
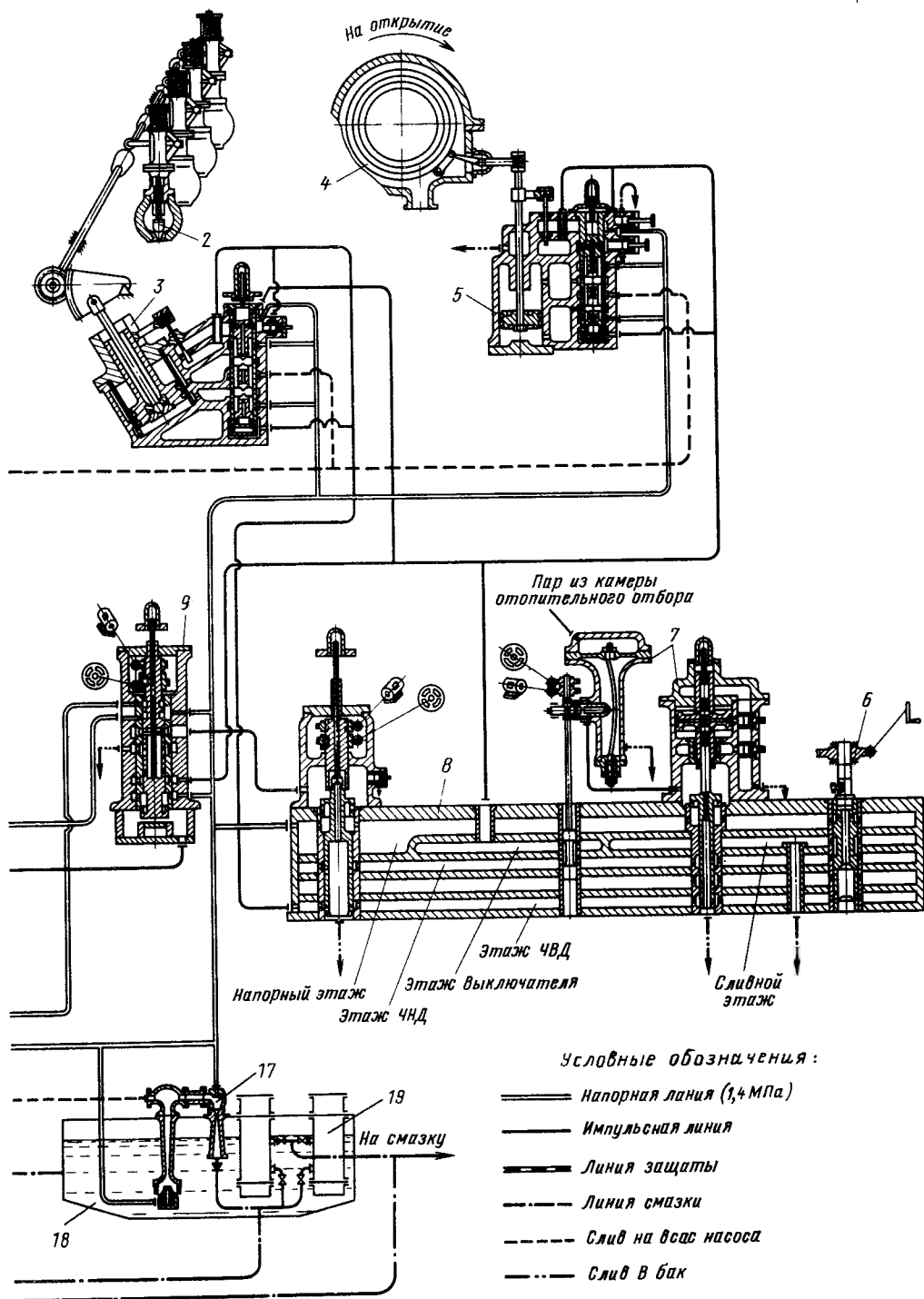
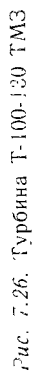


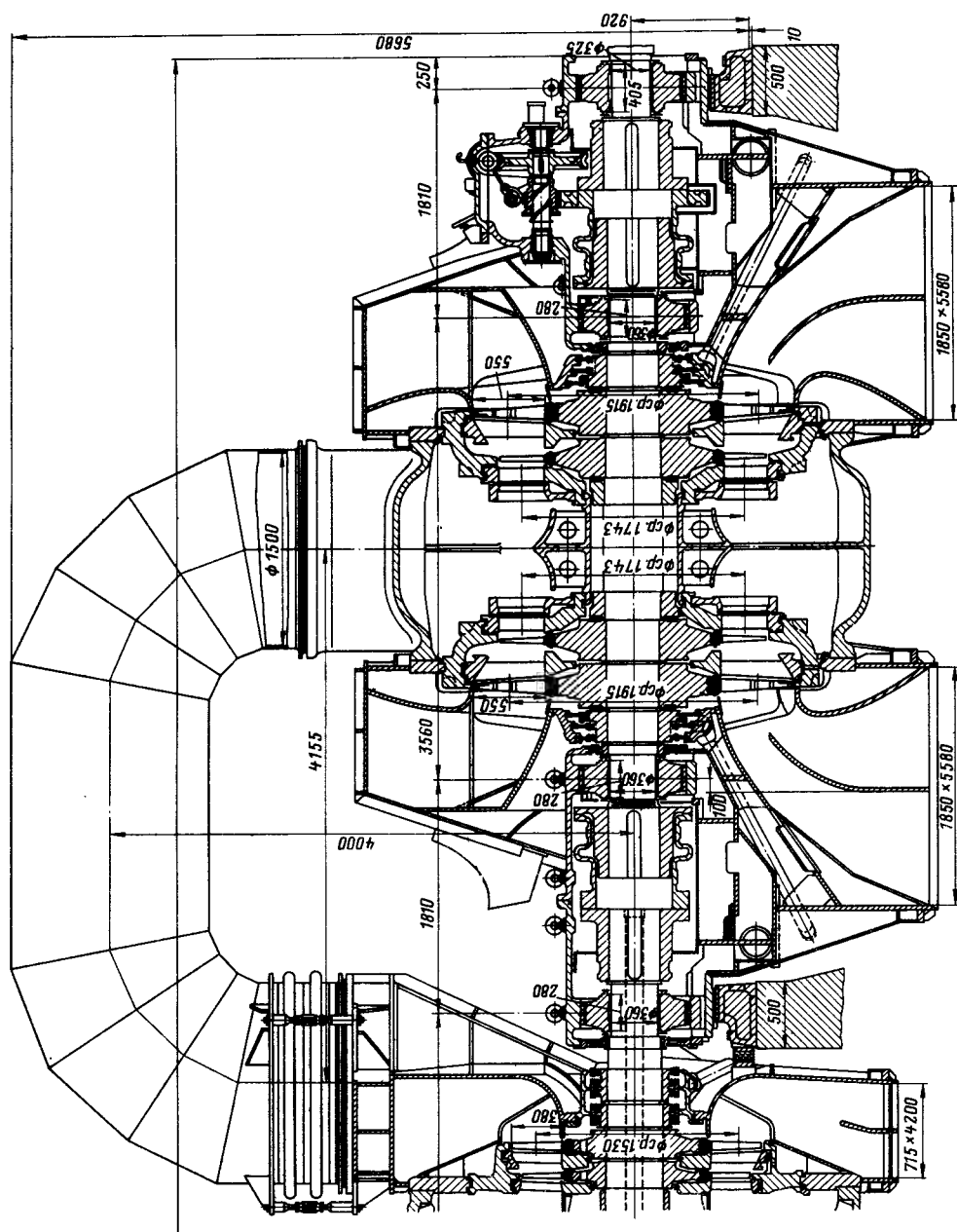
Рис. 7.25. Схема регулирования турбин Т-50-130 и Т-100-130 ТМЗ:

1 — автоматический затвор, 2 — клапан ЧВД; 3 — сервомотор ЧВД; 4 — регулирующие диафрагмы ления; 8 — блок регулятора; 9 — регулятор частоты вращения; 10 — насосная группа; 11 — автоматный масляный насос; 15 — насос смазки; 16 — реле пуска масляных насосов; 17 — инжекторная



ЧНД; 5 — сервомотор ЧНД; 6 — переключатель на режим с противодавлением; 7 — регулятор дав-
 безопасности; 12 — золотники автомата безопасности; 13 — пусковой масляный насос; 14 — аварий-
 группа; 18 — масляный бак; 19 — маслоохладители; 20 — электромагнит; 21 — золотники автомата без-
 опасности





Исполнительными органами системы защиты являются стопорный клапан 1, закрываемый пружинным сервомотором, и обратный клапан на линии отбора пара. При срабатывании автоматического затвора стопорного клапана специальный концевой выключатель выдает сигнал на немедленное принудительное закрытие обратного клапана.

Защита турбины от разгона осуществляется сдвоенным кольцевым автоматом безопасности 11, бойки которого воздействуют на его золотники.

При нормальной работе машины золотники 12 автомата безопасности находятся в крайнем верхнем положении под действием давления масла, поступающего под средний поясok каждого из золотников. При вылете любого из бойков золотник несколько сдвигается вниз и масло под давлением получает возможность пройти в полость между двумя верхними поясками и «дожать» золотник до крайнего нижнего положения. При этом золотник соединяет полость над золотником стопорного клапана 1 со сливом. Этот золотник перемещается вверх, открывая проход маслу из-под поршня сервомотора стопорного клапана и обеспечивает его посадку.

Одновременно золотник автомата безопасности уменьшает давление под золотником регулятора частоты вращения 9, перемещение которого вниз вызывает быстрое закрытие регулирующих клапанов ЧВД и регулирующей диафрагмы ЧНД.

Средний золотник автомата безопасности служит для ручного отключения турбины или отключения электромагнитом под воздействием сигналов от других защит (при значительном ухудшении вакуума, снижении давления масла в системе регулирования или в системе смазки). При смещении среднего золотника вниз масло под давлением получает возможность пройти в полости между двумя верхними поясками крайних золотников, отжать их вниз, что при-

ведет к закрытию стопорных и регулирующих клапанов.

Турбина Т-100-130

В 1961 г. ТМЗ изготовил теплофикационную турбину Т-100-130 мощностью 100 МВт на начальные параметры пара 12,75 МПа и 565 °С, на частоту вращения 50 1/с с двухступенчатым теплофикационным отбором пара и номинальной тепловой производительностью 186,2 МВт (160 Гкал/ч).

Модернизированная турбина Т-110/120-130-4 при номинальной тепловой производительности 214 МВт развивает мощность 110 МВт при номинальном расходе свежего пара 135 кг/с. Давления в верхнем и нижнем отопительных отборах изменяются в пределах 0,06—0,25 и 0,05—0,2 МПа.

Тепловая схема турбоустановки Т-100-130 отличается от тепловой схемы турбоустановки Т-50-130 лишь размерами и мощностью применяемых устройств.

Пар к стопорному клапану подводится по двум паропроводам и затем по четырем паропроводам направляется к четырем регулирующим клапанам, привод которых осуществляется посредством сервомотора, рейки, зубчатого сектора и кулачкового вала (рис. 7.26). Открываясь последовательно, регулирующие клапаны подают пар в четыре вваренные в корпус сопловые коробки (рис. 7.27), откуда пар поступает на двухвенечную регулирующую ступень. Пройдя ее и восемь нерегулируемых ступеней, пар через два патрубка покидает ЦВД и по четырем паровпускам подводится к кольцевой сопловой коробке ЦСД, отлитой заодно с корпусом. ЦСД содержит 14 ступеней. После XII ступени производится верхний, а после последней ступени — нижний теплофикационный отбор.

Из ЦСД по двум ресиверным трубам, установленным над турбиной,

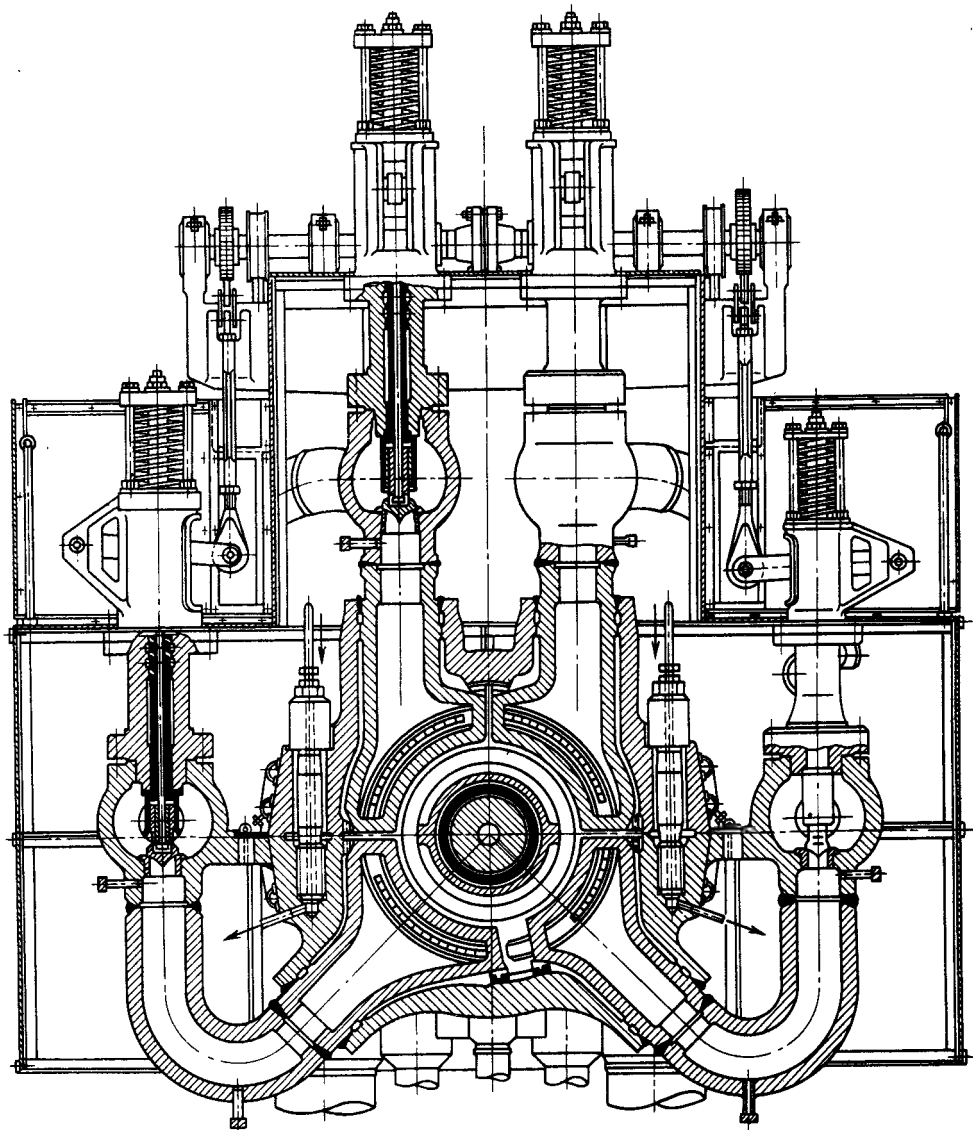


Рис. 7.27. Паровпуск ЦВД турбины Т-100-130 ТМЗ

пар направляется в ЦНД двухпоточной конструкции. На входе каждого потока установлена поворотная регулирующая диафрагма с одним ярусом окон, реализующая дроссельное парораспределение в ЦНД. В каждом потоке ЦНД имеется по две ступени. Последняя ступень имеет длину лопатки 550 мм при среднем диаметре 1915 мм, что обеспечивает суммарную площадь выхода $3,3 \text{ м}^2$.

Валопровод турбины состоит из роторов ЦВД, ЦСД, ЦНД и генератора. Роторы ЦВД и ЦСД соединены жесткой муфтой, причем полумуфта ЦСД откована заодно с валом. Между роторами ЦСД и ЦНД, ЦНД и генератора установлены полужесткие муфты. Каждый из роторов уложен в двух опорных подшипниках. Комбинированный опорно-упорный подшипник расположен в

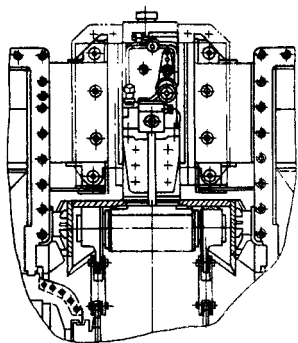
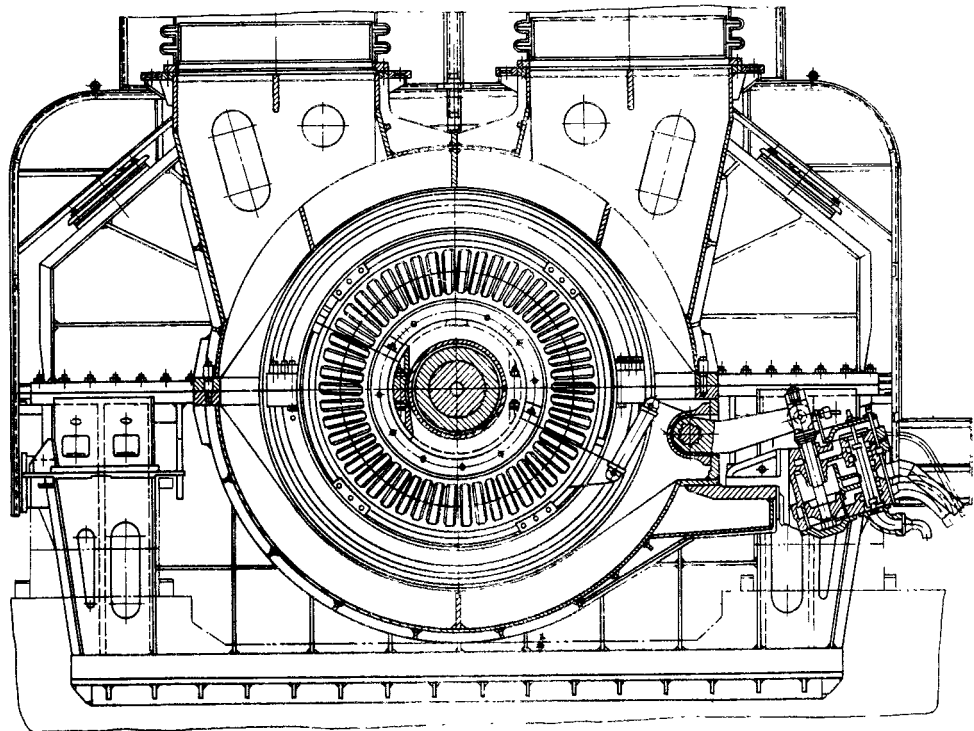


Рис. 7.28. Паровпуск ЦНД турбины Т-100-130 и ЦНД турбины Т-50-130 совпадают.

корпусе среднего подшипника между ЦВД и ЦСД.

Конструкция ЦВД в большой степени унифицирована с конструкцией ЦВД турбины Р-40-130/31.

Ротор ЦСД — комбинированный: диски первых восьми ступеней откованы заодно с валом, а остальных насажены на вал с натягом.

Корпус ЦСД имеет вертикальный технологический разъем, соединяющий литую переднюю часть и

сварную заднюю. В остальном конструкции ЦСД турбины Т-100-130 и ЦНД турбины Т-50-130 совпадают.

Ротор ЦНД — сборный: четыре рабочих диска посажены на вал с натягом.

Корпус ЦНД состоит из трех частей: средней сварно-литой и двух выходных сварных. На рис. 7.28 показан разрез по паровпуску ЦНД, на котором хорошо видны две паропроводящие трубы в верхней половине корпуса и сервомоторный привод поворотной регулирующей диафрагмы.

Опирается турбина на фундамент и направления ее тепловых расширений аналогичны показанным на рис. 6.5. Корпуса ЦВД и ЦСД опираются на корпуса подшипников с помощью лап. Выходная часть ЦСД опирается лапами на переднюю часть ЦНД.

ЦНД имеет встроенные подшипники и опирается на фундаментные рамы своим опорным поясом. Фикс-пункт находится на пересечении про-

дольной оси турбины и осей двух поперечных шпонок, установленных на продольных рамах в области левого (переднего) выходного патрубка. Взаимная центровка корпусов цилиндров и подшипников осуществляется системой вертикальных и поперечных шпонок, установленных между лапами цилиндров и их опорными поверхностями. Расширение турбины происходит в основном от фикс-пункта в сторону переднего подшипника и частично — в сторону генератора.

Система малоснабжения, сливки, регулирования и защиты не имеет принципиальных различий от перечисленных систем турбины Т-50-130 ТМЗ, рассмотренной выше.

Турбина Т-175/210-130

Турбина имеет номинальную мощность 175 МВт при начальных параметрах 12,8 МПа и 555 °С. Номинальная тепловая нагрузка (см. табл. 7.2) 1130 ГДж/ч. Расчетное давление в конденсаторе 5,8 кПа. Частота вращения 50 1/с.

Тепловая схема турбоустановки показана на рис. 7.29. Пар из стационарного коллектора через стопорный клапан подводится к четырем

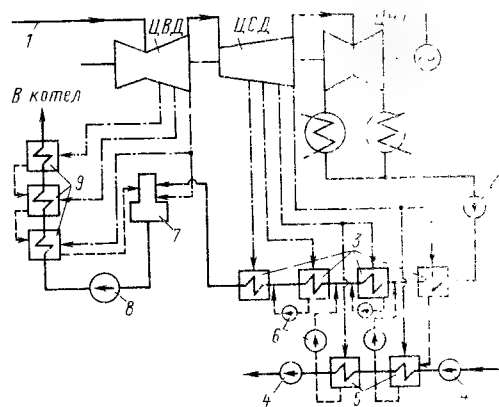


Рис. 7.29. Тепловая схема турбоустановки с турбиной Т-175/210-130 ТМЗ:

1 - пар из котла; 2 - конденсатный насос; 3 - ЦНД; 4 - сетевые насосы; 5 - сетевые подогреватели; 6 - дренажные насосы; 7 - деаэратор; 8 - питательный насос; 9 - ЦВД.

регулирующим клапанам, установленным на ЦВД турбины. Парораспределение турбины сопловое.

Турбина состоит из трех цилиндров (рис. 7.30). ЦВД полностью унифицирован с ЦВД турбины Р-100-130/15. Проточная часть ЦСД включает девять ступеней, из них две последние образуют так называемый промежуточный отсек: пар из камеры перед этими ступенями направляется в сетевой подогреватель II ступени, а из выходного патрубка ЦСД — в ЦНД и сетевой подогреватель I ступени. Регулирование расхода пара на сетевые подогреватели осуществляется регулирующими клапанами турбины и регулирующими диафрагмами, установленными на входе в потоки ЦНД. Сам ЦНД — двухпоточный, симметричный, с тремя ступенями в каждом потоке. Высота рабочей лопатки последней ступени 830 мм при среднем диаметре 2280 мм.

Ротор ЦСД — комбинированный с цельнокованой передней частью. В связи с тем что на выходе ЦСД расположен промежуточный отсек, на который действует значительная разность давлений, зависящая от расхода пара, в районе переднего уплотнения выполнен думпис большого диаметра, уравнивающий осевое усилие, возникающее в проточной части. Корпус ЦСД состоит из передней (литой) и выходной (сварной) частей, соединенных вертикальным технологическим разъемом.

Ротор ЦНД — сборный, корпус — сварной, двухстенный.

Корпуса ЦВД и ЦСД подвешены лапами на ступля подшипников: первые два из них — выносные, третий и четвертый встроены в выходные патрубки ЦНД. Под лапами корпусов установлены поперечные шпонки. Фикс-пункт турбины образован пересечением осей продольных и поперечных шпонок, расположенных на боковых фундаментных рамах ЦНД в зоне выходного патрубка, соседствующего с ЦСД. От этого фикс-

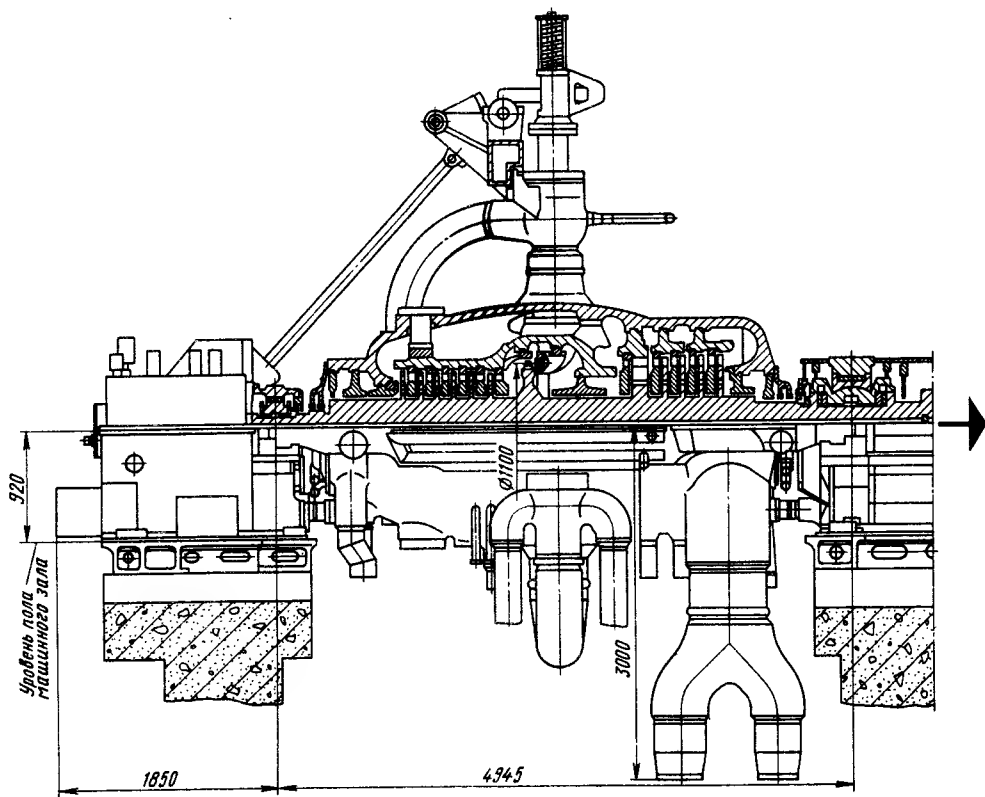


Рис. 7.30. Турбина Т-175/210-130 ТМЗ

пункта расширяется часть ЦНД, ЦСД и ЦВД, перемещая корпуса подшипников вдоль продольных шпонок по фундаментным рамам.

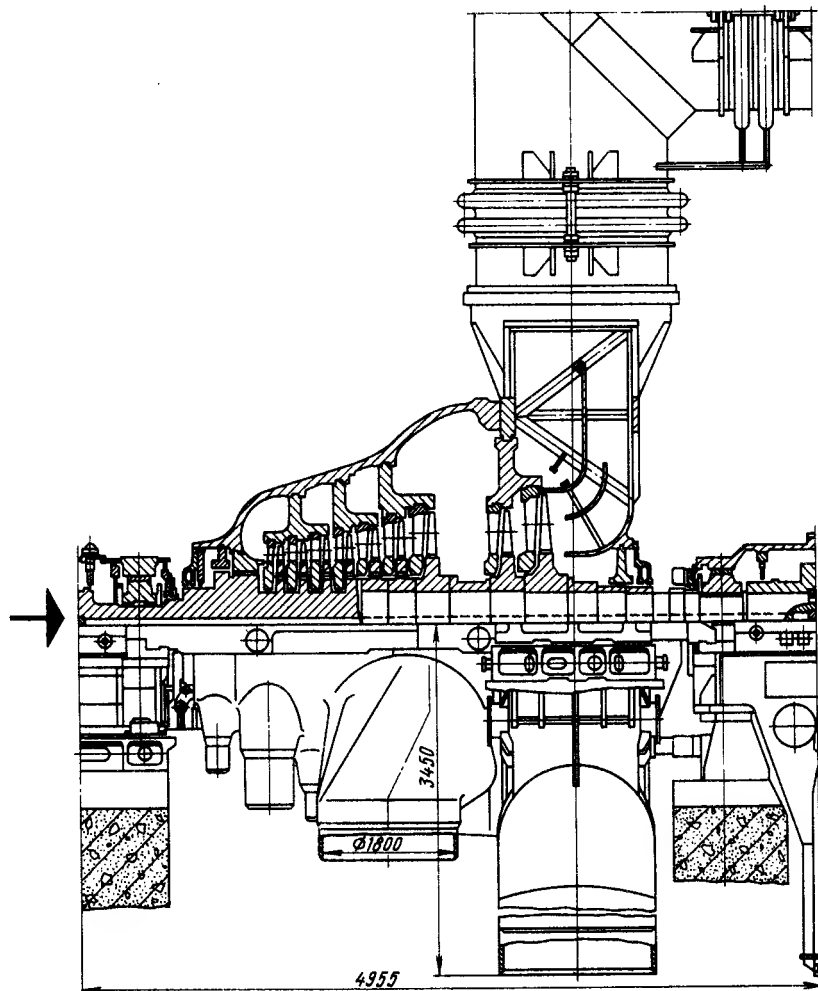
Турбина Т-250/300-240

Турбина имеет номинальную мощность 250 МВт при начальных параметрах 23,5 МПа и 540 °С. Номинальная тепловая нагрузка 384 МВт, расчетное давление в конденсаторе 5,8 кПа. Частота вращения 50 1/с. Турбина имеет ступенчатый теплофикационный отбор: в верхнем отборе давление изменяется в пределах 60—200 кПа, а в нижнем — 50—150 кПа.

Турбина Т-250/300-240 — теплофикационная, выполненная на сверхкритические параметры пара. Высокое давление потребовало введения

промежуточного перегрева пара до 540 °С для снижения влажности в последних ступенях турбины; при этом получается и выигрыш в экономичности.

Введение промежуточного перегрева пара в теплофикационных турбинах дает меньший выигрыш, чем в конденсационных. Действительно, введение промежуточного перегрева повышает термический КПД цикла (см. § 1.4) за счет присоединения к основному циклу дополнительного, имеющего больший термический КПД, и за счет снижения потерь от влажности. Для конденсационного потока пара введение промежуточного перегрева столь же выгодно в теплофикационной турбине, как и в конденсационной. Однако для потока отбора термический КПД близок к единице, поэтому введение



Продолжение рис. 7.30

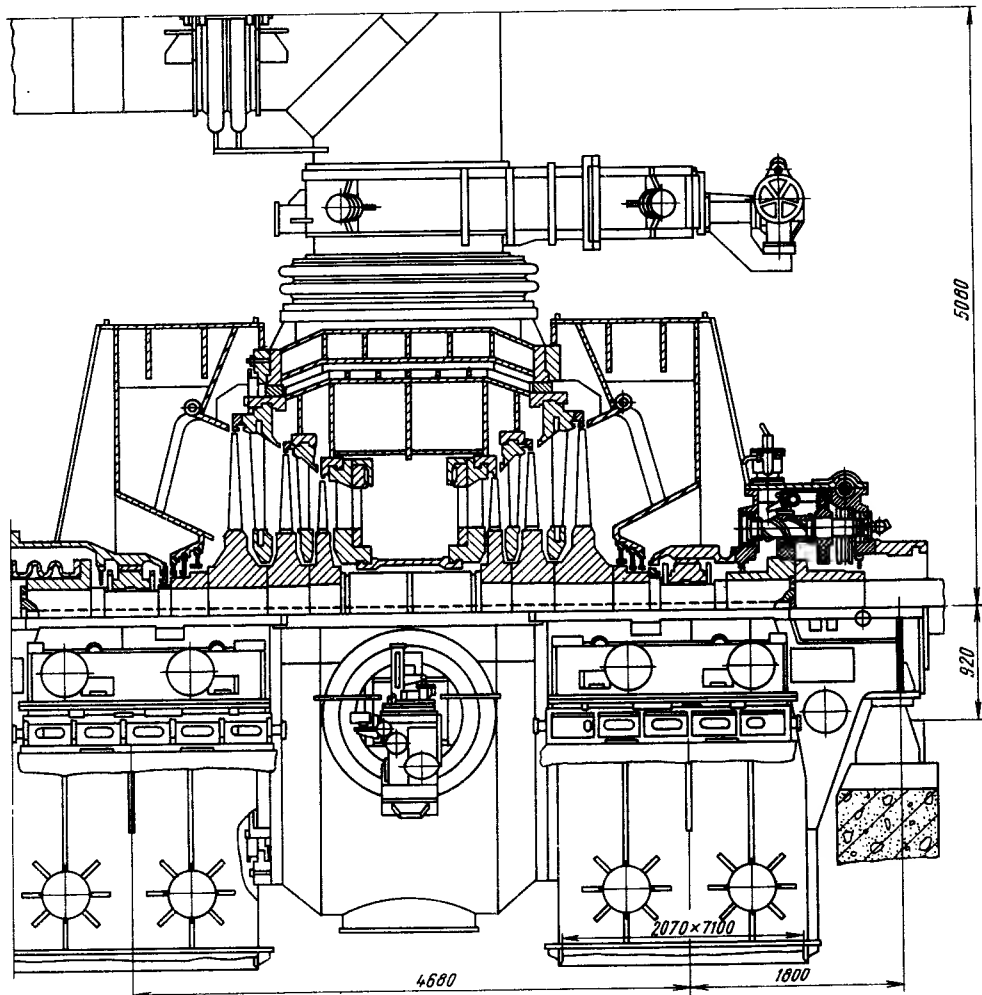
промежуточного перегрева для этого потока не даст выигрыша. Отсюда следует, что чем больше доля отбора по отношению к общему расходу пара, тем меньше выигрыш в величине термического КПД от введения промежуточного перегрева.

Промежуточный перегрев пара в турбоустановке Т-250/300-240 потребовал блочной компоновки. Максимальную мощность 300 МВт турбина развивает при конденсационном режиме.

Принципиальная тепловая схема турбоустановки показана на рис. 7.31. Свежий пар по двум паро-

проводам диаметром 200 мм подводится к двум блокам клапанов, расположенным рядом с турбиной. Каждый блок состоит из стопорного и трех регулирующих клапанов, от которых десятью гибкими трубами пар подается в четыре сопловых сегмента, вваренных во внутренний корпус ЦВД (рис. 7.32). Парораспределение турбины — сопловое.

Во внутреннем корпусе ЦВД расположены одновенечная регулирующая и шесть нерегулирующих ступеней, пройдя которые, пар поворачивает на 180° и расширяется



в шести ступенях, расположенных в наружном корпусе ЦВД.

Пар покидает ЦВД и двумя трубами диаметром 450 мм направляется в промежуточный пароперегреватель, из которого с параметрами 3,68 МПа и 540 °С поступает к двум блокам стопорных и регулирующих клапанов, подающих пар в ЦСД1 по двум патрубкам, расположенным в нижней половине корпуса.

ЦСД1 имеет 10 нерегулируемых ступеней. Из ЦСД1 пар по двум выходным патрубкам, расположенным в нижней половине корпуса, поступает в две ресиверные трубы, из

которых по четырем паровпускным патрубкам, расположенным в нижней половине корпуса по краям последнего, входит в ЦСД-2; таким образом, в цилиндр входит два потока пара, однако в отличие от обычной схемы двухпоточного цилиндра пар направляется к середине цилиндра.

После расширения в четырех ступенях ЦСД2 пар поступает в камеру, из которой осуществляется верхний теплофикационный отбор двумя трубами в каждом потоке из нижней половины корпуса. После двух последних ступеней потоки пара сли-

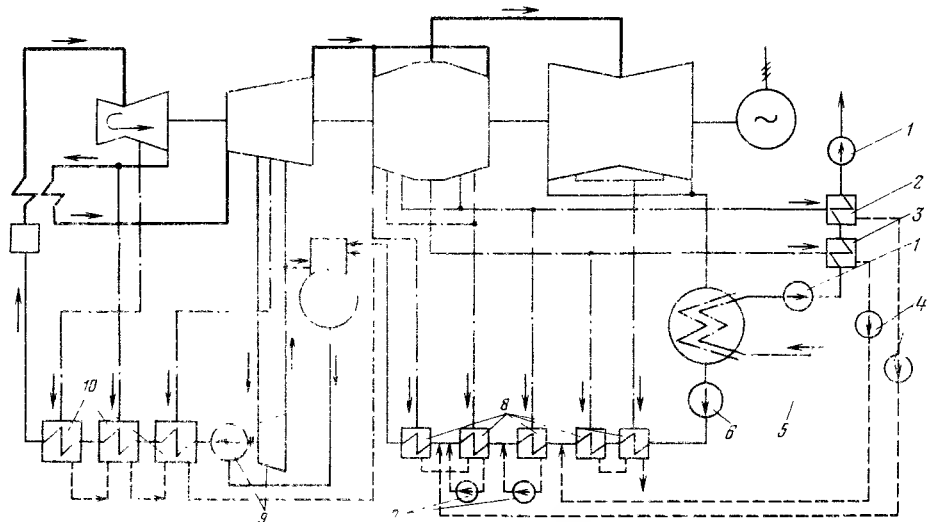


Рис. 7.31 Принципиальная тепловая схема турбоустановки Т-250.300-240 ТМЗ:

1 сетевые насосы, 2, 3 верхний и нижний сетевые подогреватели, 4 дренажные насосы сетевых подогревателей, 5 обратный расход воды, 6 конденсатный насос, 7 сливные насосы, 8 ПЧД, 9 дренажный насос, 10 ПЧД.

ваются в один. Значительная часть пара по четырем паропроводам направляется в сетевой подогреватель (нижний теплофикационный отбор), а остальной пар по двум перепускным трубам, расположенным в верхней половине корпуса, с давлением 50—150 кПа поступает в ЦНД.

ЦНД двухпоточный с тремя ступенями в каждом потоке. На входе в каждый поток установлена одноярусная поворотная регулирующая диафрагма. Обе диафрагмы приводятся одним сервомотором. Последняя ступень имеет рабочую лопатку длиной 940 мм при среднем диаметре 2390 мм, что создает суммарную торцевую площадь выхода 14,1 м².

При номинальном режиме, температуре охлаждающей воды 20 °С и ее расходе 28 000 т/ч давление в конденсаторе равно 5,8 кПа.

Регенеративная система включает пять ЦНД, деаэрагор и три ЦВД. Температура питательной воды 274 °С. Питательный насос приводится паровой турбиной, питаемой из первого нерегулируемого отбора ЦСД2.

Установка для подогрева сетевой воды использует теплоту двух ступеней теплофикационного отбора и отсоса пара из уплотнений. При номинальном режиме установка обеспечивает нагрев 5390 т/ч воды при перепаде с 35 до 100 °С.

Валопровод турбоагрегата состоит из пяти роторов. Роторы ЦВД и ЦСД1 соединены жесткой муфтой, полумуфты которой откованы заодно с валом. Между этими роторами со стороны ЦВД помещен один комбинированный опорно-упорный подшипник (см. рис. 3.70). Роторы ЦСД1 и ЦСД2, а также ЦСД2 и ЦНД соединены полугибкими муфтами. Для присоединения ротора турбины к генератору использована жесткая муфта.

Корпуса подшипников, в которых расположены вкладыши ЦВД, ЦСД1 и левая опора ЦСД2, опираются на фундаментные рамы. Остальные два подшипника встроены в выходные патрубки ЦНД, и в них помещены вкладыши ротора ЦНД и смежных роторов ЦСД2 и генератора. Конструкция ЦВД в основном аналогична конструкции ЦВД турбины

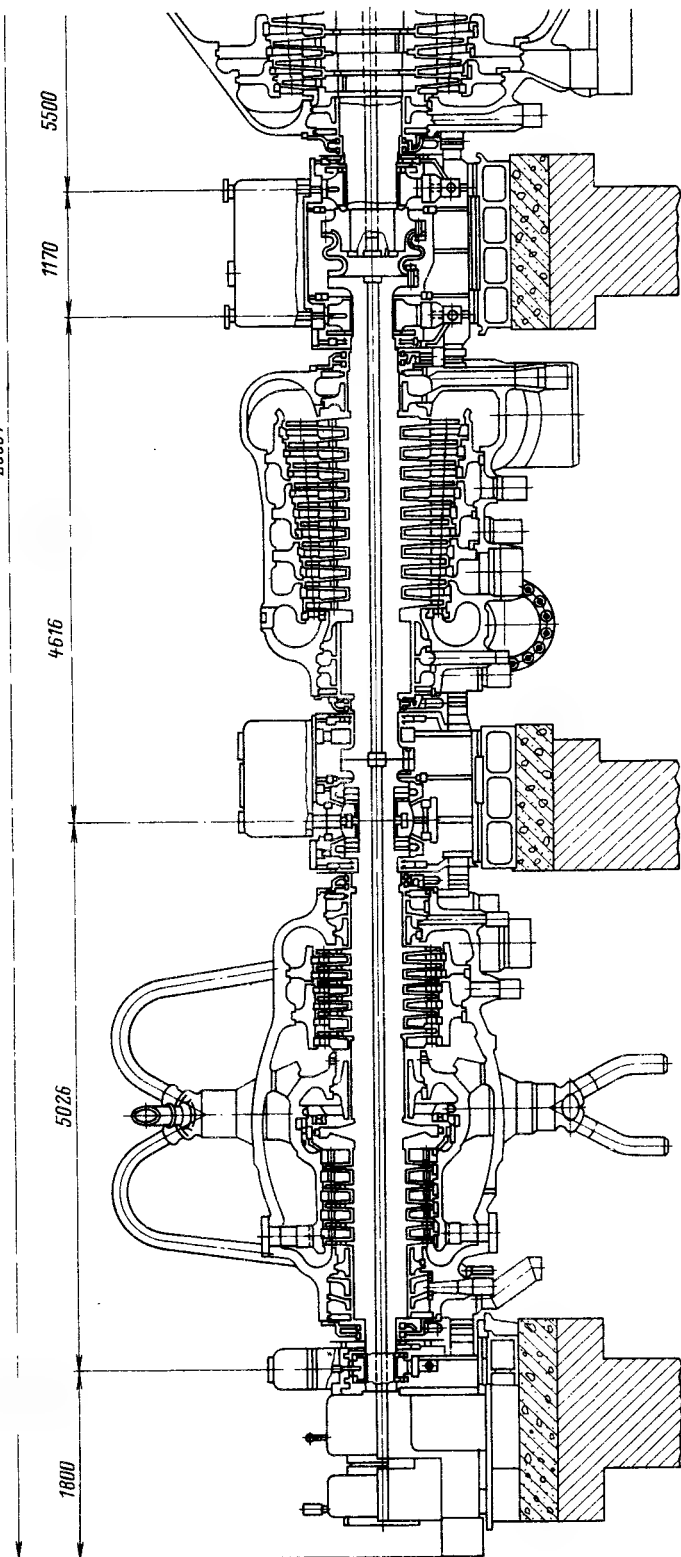
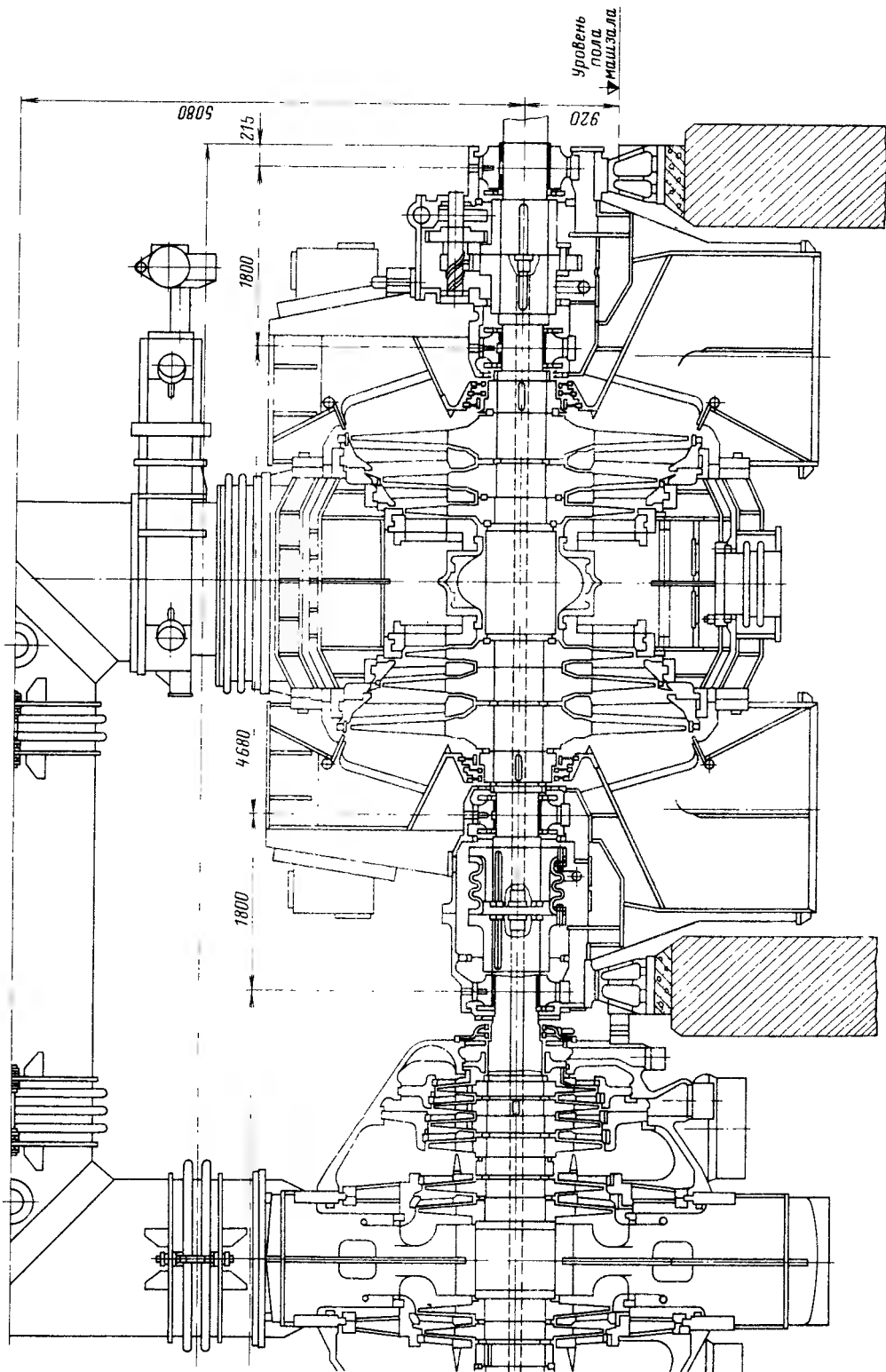


Рис. 7.32. Турбина Т-250/300-240 ТМЗ



К-300-240 ЛМЗ. Конструкция корпуса ЦВД показана на рис. 3.33.

Ротор ЦСД1 — цельнокованный. Для уравнивания осевого усилия выполнен разгрузочный поршень большего диаметра, расположенный в области переднего кондового уплотнения. Корпус ЦСД1 — литой из двух половин, соединяемых фланцевым горизонтальным разъемом. Корпус имеет четыре обоймы, первая из которых отлита заодно с корпусом и образует кольцевую паровпускную коробку, а остальные обоймы установлены в нем. В межобойменных пространствах размещены патрубки регулируемых отборов на подогреватели.

ЦСД2 является уникальной конструкцией (рис. 7.33). Ротор ЦСД2 выполнен сборным; рабочие диски первых трех ступеней, имеющие относительно небольшие размеры, посажены на вал с натягом на осевых шпонках, а диски остальных ступеней передают крутящий момент при временном ослаблении посадки на валу с помощью торцевых шпонок.

Корпус ЦСД2 состоит из трех частей, каждая из которых имеет

горизонтальный разъем. Паровпускные (концевые) части выполнены литыми, средняя — сварной; между собой они соединены фланцевыми болтовыми соединениями. Сбоку в нижних половинах каждой из паровпускных частей расположены по два паровпускных патрубка диаметром 600 мм, а внизу — по два патрубка диаметром 1000 мм верхнего теплофикационного отбора. В нижней половине средней части расположены четыре патрубка диаметром 1,3 м нижнего теплофикационного отбора, а в верхней части — два патрубка диаметром 1,8 м для перепуска в ЦНД.

Каждый поток ЦСД2 имеет три обоймы, пространство между которыми использовано для размещения патрубков отбора.

Ротор ЦНД — сборный. По три откованных диска каждого потока насажены на вал с натягом. Рабочие лопатки первых двух ступеней имеют вильчатые хвосты, а последней ступени — мощный зубчиковый хвост.

Корпус ЦНД — сварной конструкции, с внутренним корпусом. Нижняя половина внутреннего кор-

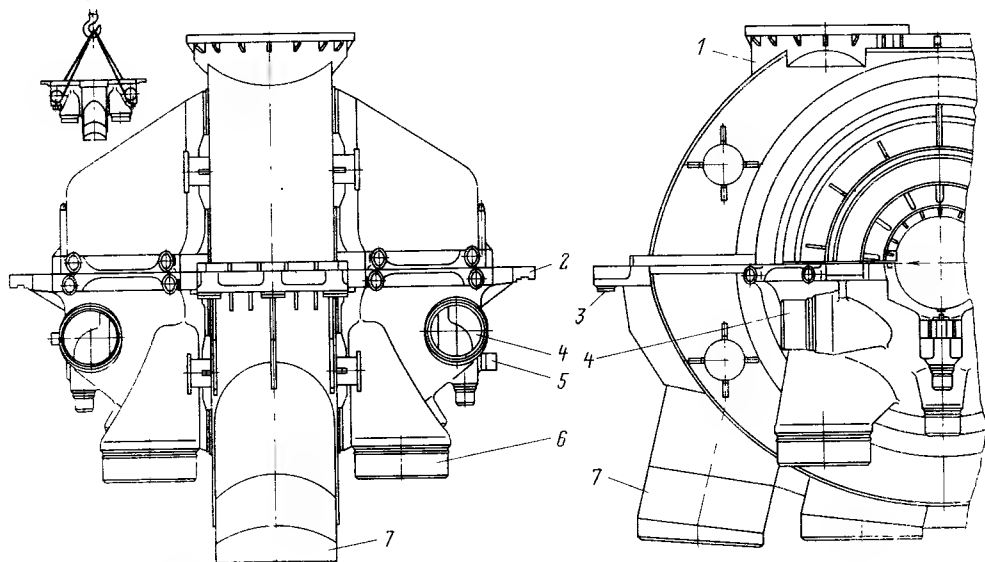


Рис. 7.33. ЦСД2 турбины Т-250/300-240 ТМЗ:

1 — выходные патрубки; 2 — лапа; 3 — опорные площадки цилиндра; 4 — паровпускные патрубки; 5 — вертикальная шпонка; 6 — патрубки верхнего теплофикационного отбора; 7 — патрубки нижнего теплофикационного отбора

пуca свободно подвешена в нижней половине наружного корпуса на уровне горизонтального разъема и прицентрирована по отношению к ней с помощью двух вертикальных шпонок, расположенных на оси паровпуска. Верхняя половина внутреннего корпуса устанавливается на контрольных штифтах на нижней и приболчивается к ней. Два паровпускных патрубка в верхней половине и два патрубка отбора пара в первый по ходу конденсата ПНД соединены с внешним корпусом посредством

фиксипункт, образованный пересечением осей продольных шпонок ЦНД, расположенных на опорном поясе, и двух поперечных шпонок, установленных на опорном поясе в зоне выходного патрубка, смежного с генератором. От фиксипункта вдоль продольных шпонок происходит тепловое расширение всех цилиндров и корпусов подшипников.

При номинальных параметрах свежего пара, температуре промежуточного перегрева и давлении в конденсаторе завод гарантирует следующие показатели:

Мощность на клеммах генератора, МВт	250	253	245	232	300
Теплота, отдаваемая из отопительных отборов, МВт	384,1	384,1	372,4	372,4	—
Давление в отборе, кПа	93	83	118	156	—
Температура обратной сетевой воды, °С	42	35	39	70	—
Расход пара через стопорные клапаны, кг/с	265,3	265,3	265,3	265,3	—
Удельный расход пара, кг/(кВт·ч)	3,64	3,60	3,71	3,91	3,09

волнистых компенсаторов, которые допускают свободное тепловое расширение внутреннего корпуса по отношению к наружному. Привод регулирующей диафрагмы выполнен так же, как и в турбине Т-100-130 (см. рис. 7.28).

Характерной особенностью конструкции ЦНД является высокое расположение опорного пояса. Это связано с большими колебаниями температуры выходных патрубков и большей возможностью расцентровки, связанных с режимом работы теплофикационных турбин.

Корпуса ЦВД, ЦСД1 и ЦСД2 имеют лапы, с помощью которых они опираются на корпуса подшипников в плоскости горизонтального разъема. Между лапами и опорами установлены поперечные шпонки, позволяющие свободное относительно опор тепловое расширение корпусов, но не допускающие взаимного осевого смещения.

Совмещение вертикальных плоскостей всех корпусов подшипников и цилиндров выполнено посредством вертикальных шпонок.

ЦСД2 имеет дополнительные боковые опоры непосредственно на фундамент.

Турбина имеет единственный

Удельный расход теплоты на конденсационном режиме при мощности 300 МВт равен 8150 кДж/(кВт·ч).

Системы смазки и регулирования в турбине Т-250/300-240 разобщены. В системе смазки используется турбинное масло, а в системе регулирования — конденсат.

Смазка подшипников турбины, генератора, питательного турбонасоса и электронасоса производится двумя масляными электронасосами переменного тока, один из которых — резервный. В качестве аварийных используются два электронасоса постоянного тока. Кроме того, в крышках подшипников предусмотрены масляные емкости, заправляемые при нормальной работе насосов, масло из которых используется при переключении насосов и в аварийных ситуациях. В масляном баке вместимостью 66 м³ установлено три маслоохладителя, один из которых может быть отключен для чистки.

Принципиальная схема системы регулирования и защиты турбины показана на рис. 7.34. Ее отличия от рассмотренной выше схемы регулирования турбины Т-100-130 связаны с использованием промежу-

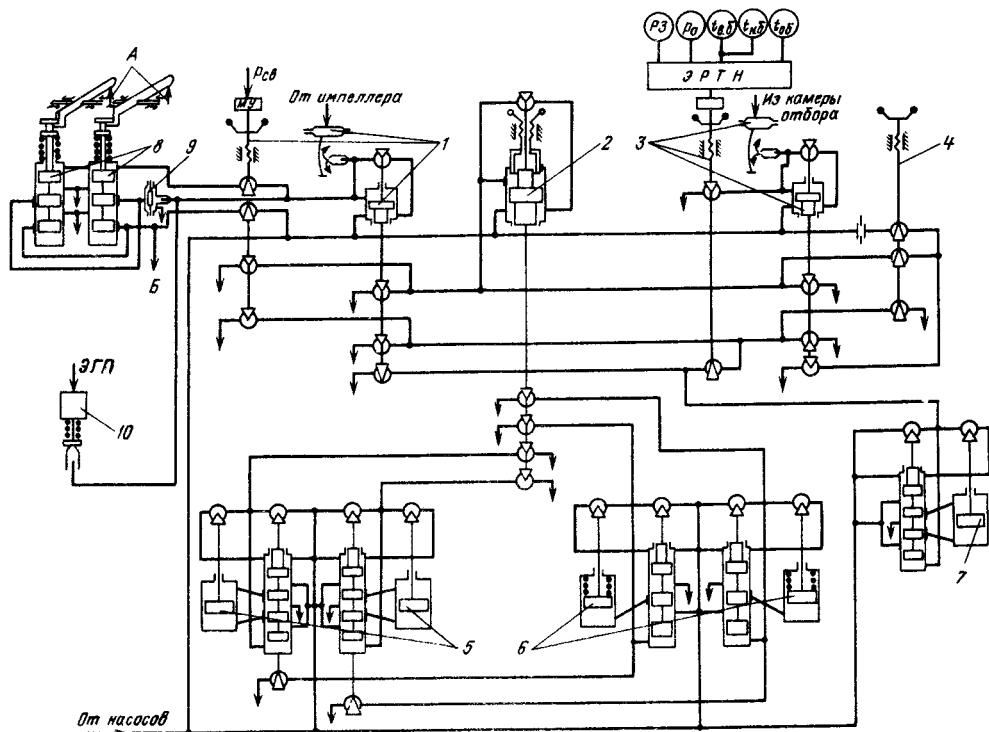


Рис. 7.34. Принципиальная схема регулирования и защиты турбины Т-250/300-240 ТМЗ:

1 — регулятор частоты вращения; 2 — промежуточный золотник; 3 — регулятор давления; 4 — устройство для перевода турбины на режим с противодавлением; 5, 6, 7 — сервомоторы ЧВД, ЧСД и ЧНД; 8 — золотники автомата безопасности; 9 — разделитель мембранный; 10 — ЭГП; А — воздействие на золотники автомата безопасности электрозащиты турбины и блока; Б — импульсная линия к автоматическим затворам ЧВД и ЧСД; ЭА — сигнал от выключателя генератора; ЭРТН — электронный регулятор тепловой нагрузки; РЗ — ручной задачик; импульсы: $p_{св}$ — по давлению свежего пара; $p_{сб}$ — по давлению в отборе; $t_{св}$ — по температуре сетевой воды на выходе из верхнего сетевого подогревателя; $t_{сб}$ — то же для нижнего сетевого подогревателя; $t_{об}$ — по температуре обратной сетевой воды

точного перегрева пара. Исполнительными органами системы являются два сервомотора регулирующих клапанов ЦВД, два сервомотора регулирующих клапанов ЦСД и сервомотор регулирующий диафрагмы. Клапаны ЦСД работают только в диапазоне малых нагрузок, а также для удержания турбины на холостом ходу при резком сбросе нагрузки. Работой этих органов управляют мембранно-ленточный регулятор частоты вращения и регулятор давления. В системе регулирования предусмотрены электронный регулятор тепловой нагрузки, обеспечивающий регулирование режима

установки подогрева сетевой воды, и электрогидравлический преобразователь, повышающий быстродействие системы.

Система защиты турбины от разгона включает двоянный кольцевой автомат безопасности, его золотники и гидравлические связи, обеспечивающие при разгоне ротора посадку стопорных и регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД и закрытие регуливающей диафрагмы. При закрытии стопорных клапанов ЦВД подается сигнал на принудительное закрытие обратных клапанов на линиях теплофикационных и нерегулируемых отборов.

Турбина ТК-450/500-60

В отличие от всех ранее рассмотренных теплофикационных турбин турбина ТК-450/500 должна работать в блоке с реактором ВВЭР-1000 (две турбины на один реактор). Это обусловило сравнительно низкие начальные параметры свежего пара: давление 5,87 МПа при температуре насыщения 274,3 °С.

Другим отличием этой турбины является большая «присоединенная» конденсационная мощность на номинальном режиме. В обычной турбине типа Т на номинальном режиме с полными отборами пара доля мощности, вырабатываемой ЦНД, составляет всего несколько процентов. В турбине типа ТК в этом режиме конденсационный пропуск пара и отпуск пара в отборы примерно равны.

Тепловая схема турбоустановки

представлена на рис. 7.35. Пар из парогенератора с параметрами 5,9 МПа и сухостью 0,995 по паропроводам поступает к двум блокам стопорно-регулирующих клапанов. Каждый блок включает стопорный и регулирующий клапаны, причем шток регулирующего клапана расположен внутри штока стопорного клапана. Чаши обоих клапанов опираются на одно седло.

Паровая коробка каждого блока имеет три паропровода: один из них диаметром 600 мм направляет пар в нижнюю половину ЦВД, два других диаметром 200 мм используются для подачи свежего пара в сепараторы-пароперегреватели. При закрытии стопорного клапана прекращается подача пара не только в ЦВД, но и в СПП.

Турбина имеет дроссельное парораспределение. Пройдя клапаны, пар поступает в двухпоточный

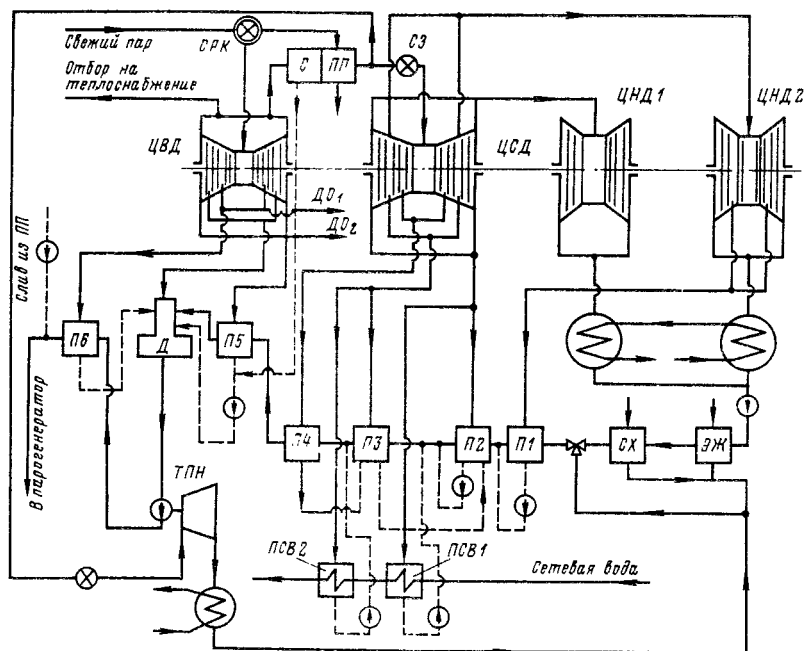


Рис. 7.35. Тепловая схема турбоустановки с турбиной ТК-450/500-60 ТМЗ:

СРК — блок стопорно-регулирующих клапанов; СЗ — стопорная заслонка, С — сепараторная, ПП — перегревательная части СПП, ЭЖ, СХ — холодильники основного эжектора и эжектора уплотнений; ТПН — турбопитательный насос, П1 — П5 — ЦНД; Д — деаэрактор, П6 — ПВД, ПСВ1, ПСВ2 — подогреватели сетевой воды I и II ступеней, ДВ1, ДВ2 — дополнительные отборы на теплофикацию для нагрева сетевой воды выше 126 °С

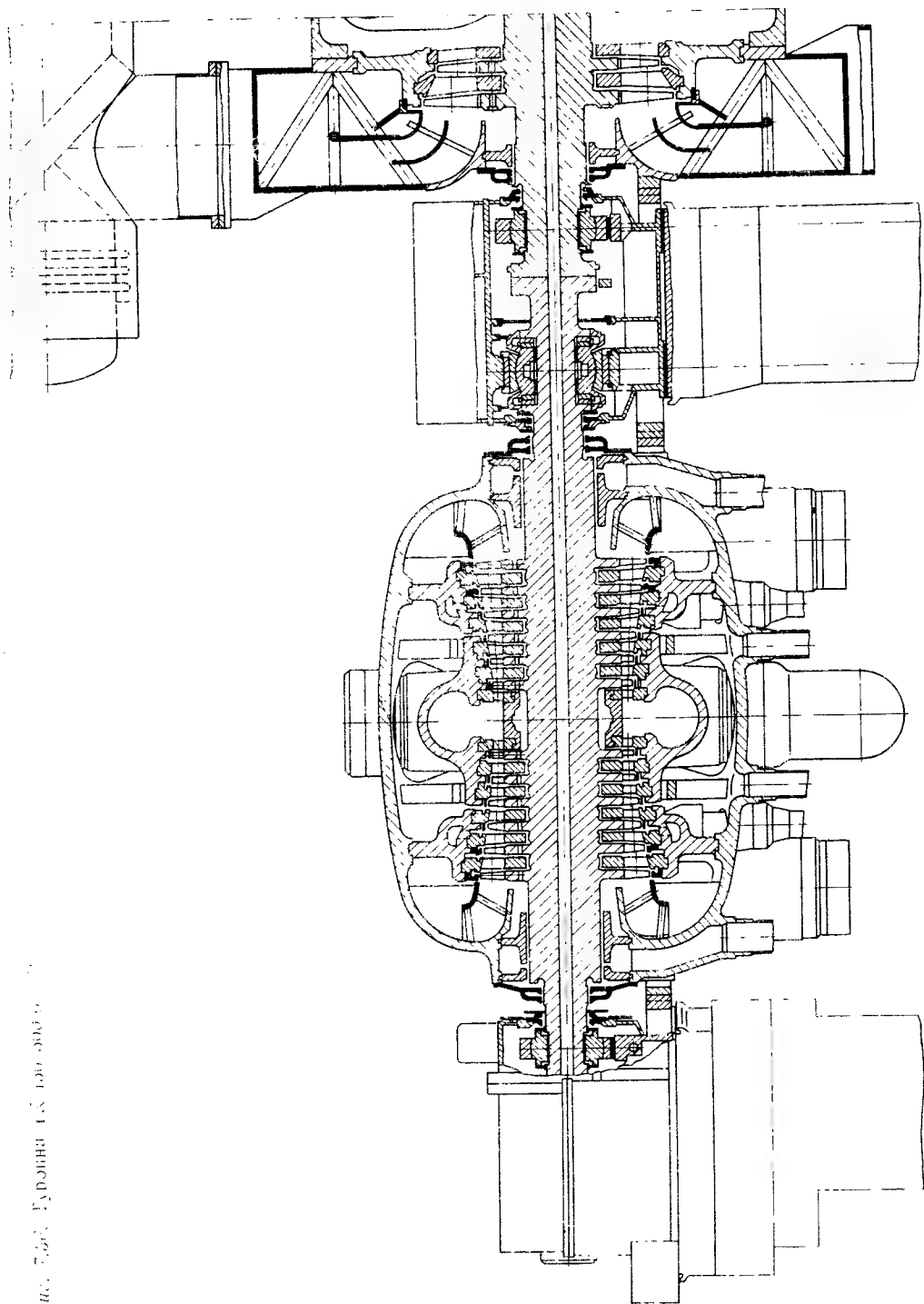
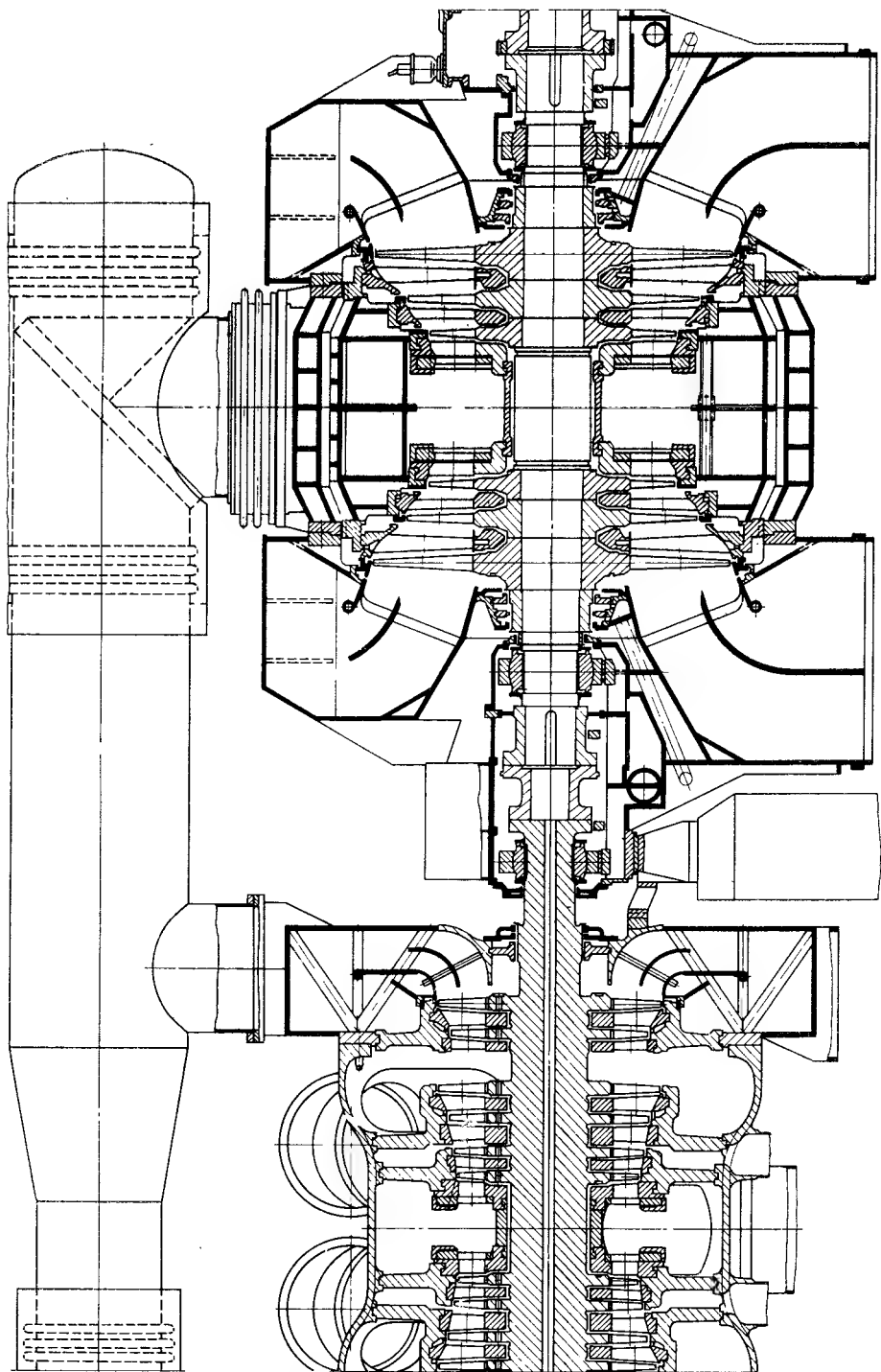
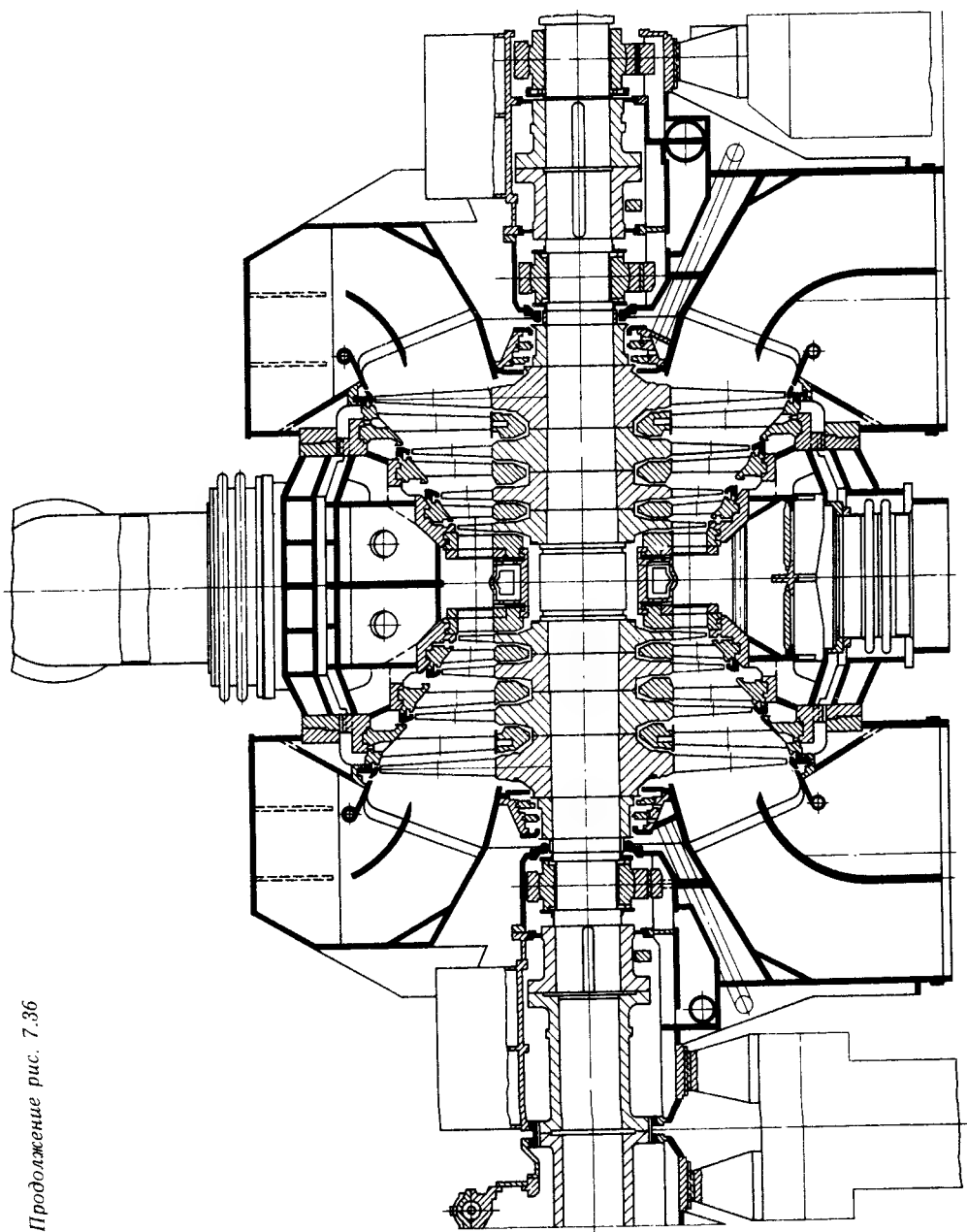


Рис. 7.5. Газовый турбинный двигатель



Продолжение рис. 7.36



Продолжение рис. 7.36

ЦВД (рис. 7.36). Каждый поток содержит шесть ступеней с постоянным корневым диаметром. Первые две ступени имеют рабочие лопатки постоянного сечения, остальные — переменного.

После ЦВД пар по четырем паропроводам диаметром 800 мм направляется к одноступенчатому СПП (см. рис. 7.35) и с параметрами 0,97 МПа и 260 °С поступает к ЦСД. На четырех подводящих паропроводах перед ЦСД установлены защитные поворотные заслонки диаметром 800 мм, а непосредственно на входе в проточные части двухпоточного ЦСД — поворотные диафрагмы. Закрытием заслонок и диафрагм обеспечивается защита турбины от разгона паром, аккумулярованным в виде собственно пара, капель и пленок влаги в ЦВД, СПП и переходных паропроводах при аварийной остановке турбины с отключением генератора от сети.

Проточная часть ЦСД (рис. 7.36) состоит из шести ступеней. После IV ступени в корпусе образованы камеры для отборов пара. Из этих камер часть пара направляется в бойлер II ступени (ПСВ2) подогрева сетевой воды (см. рис. 7.35), а часть — в ЦНД2; остальной пар проходит еще две ступени и также разделяется на два потока: часть его идет в бойлер I ступени подогрева сетевой воды, а остальной пар — в ЦНД1. Оба ЦНД имеют двухпоточную конструкцию. На входе в проточную часть каждого потока установлена регулирующая поворотная диафрагма, позволяющая регулировать расход пара на сетевые подогреватели. При этом в ЦНД1, для которого характерны режимы работы с полностью открытой диафрагмой, используются одноярусные диафрагмы, а в ЦНД2, работающим длительное время при частичных нагрузках, — более экономичные двухъярусные диафрагмы.

Поскольку перед ЦНД1 давление меньше, чем перед ЦНД2, проточная часть первого из них содержит

три, а второго — четыре ступени. Начиная с рабочей лопатки второй ступени проточная часть ЦНД2 повторяет проточную часть ЦНД1.

Пар из ЦНД поступает в отдельные конденсаторы (см. рис. 7.35). Каждый из них — одноходовой, двухпоточный и имеет выделенный трубный пучок для нагрева подпиточной воды при работе с практически закрытыми диафрагмами. В то же время конденсаторы соединены последовательно по охлаждающей воде, что, так же как и в секционном конденсаторе, обеспечивает при работе на конденсационном режиме более глубокий вакуум в конденсаторе ЦНД2, чем в конденсаторе ЦНД1, и в целом увеличивает экономичность турбоустановки примерно на 0,15 %. Из конденсаторных сборников конденсат направляется через холодильники основного эжектора и эжектора уплотнений в пять ПНД, первый из которых — смешивающего типа, а остальные — поверхностного. Питательная вода из деаэратора с давлением 1,2 МПа питательным насосом через единственный ПВД поверхностного типа направляется в реактор. Привод питательного насоса осуществляется конденсационной турбиной, питаемой паром, отбираемым за СПП.

Валопровод турбоагрегата состоит из четырех роторов турбины и ротора генератора. Роторы ЦВД и ЦСД — цельнокованные из стали 27ХНЗМФА с центральными отверстиями и полумуфтами, откованными заодно с валами. Роторы ЦНД — сборные, диски насажены на вал с натягом без осевых шпонок. Для передачи крутящего момента с дисков на вал в случае временного ослабления посадки служат торцевые шпонки (см. рис. 3.20).

Каждый из роторов валопровода опирается на два опорных подшипника. Первые две опоры выносные, остальные встроены в выходные патрубки корпусов цилиндров. Опора между ЦСД и ЦНД1, в которой расположены вкладыши

роторов этих цилиндров, встроена в выходной патрубок ЦНД1.

Все роторы соединены жесткими муфтами. Упорный подшипник расположен между ЦВД и ЦСД и совмещен в едином вкладыше с опорным подшипником ЦВД.

Корпус ЦВД - двухстенный. Пар во внутренний корпус, в котором установлены диафрагмы первых трех ступеней потоков, поступает по двум патрубкам через подвижные телескопические соединения (с поршневыми кольцами) между внутренним и внешним корпусами через нижние половины корпусов (рис. 7.37). Оба корпуса имеют высокие, но узкие фланцы, обеспечивающие высокую маневренность турбины (см. гл. 15). Остальные диафрагмы расположены в обоймах,

установленных во внешнем корпусе. Внутренний корпус и обоймы с помощью шпонок (см. гл. 3) установлены в наружном корпусе традиционным способом, обеспечивающим их свободное взаимное тепловое расширение, не нарушающее центровки. После V ступени выполнен отбор пара на деаэратор. Для этого внутри обоймы выполнена кольцевая полость, а к ее нижней половине прикреплен штуцер, свободно перемещающийся в гильзе, расположенной во внешнем корпусе.

Опирание наружного корпуса на ступля подшипников осуществляется традиционным образом с помощью лап.

При конструировании ЦВД приняты специальные меры, обеспечивающие его надежную работу в усло-

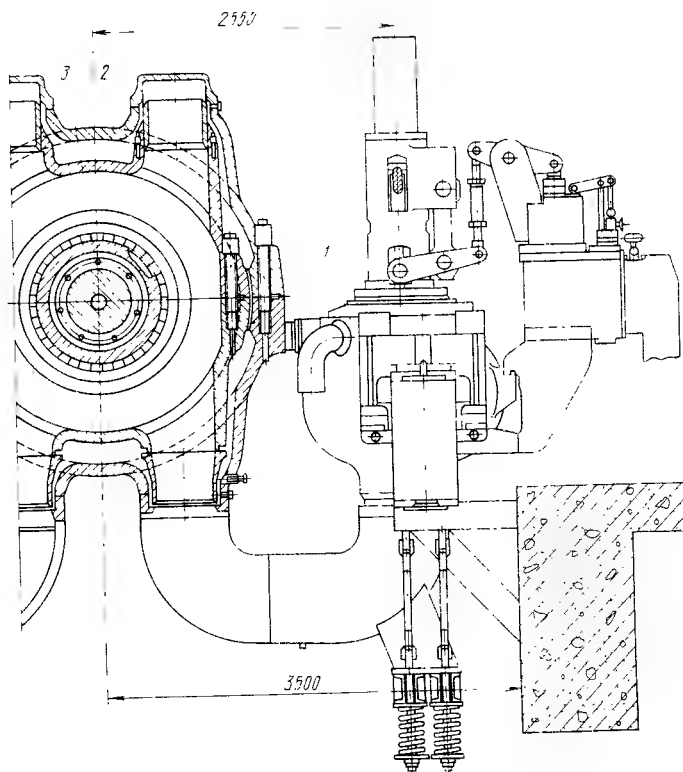


Рис. 7.37. Поперечный разрез по паровпуску ЦВД турбины ТК 450/500-50 ТМЗ:

1 - блок клапанов, 2, 3 - наружный и внутренний корпус

виях влажного пара высокой плотности: внутренний корпус выполнен из нержавеющей стали, бандаж рабочих лопаток сделаны с наклоном для более легкой сепарации влаги, увеличены камеры надбандажных уплотнений.

Корпус ЦСД состоит (см. рис. 7.36) из трех частей: средней (литой) и двух концевых (сварных); эти части имеют вертикальные технологические разъемы. В корпусе установлены три пары обойм, в которых помещены сварные диафрагмы. Главная особенность конструкции цилиндра — необходимость размещения большого количества подводящих и отводящих паропроводов большого диаметра. Пар к цилиндру подводится в среднюю часть по двум патрубкам, расположенным в нижней половине корпуса (рис. 7.38). Кроме традиционных отборов пара на регенеративный подогрев питательной воды после II, IV и VI ступеней, после II ступени

каждого потока выполнены отборы в ЦНД2 через четыре патрубка диаметром 1200 мм и на II ступень сетевого подогревателя. Четыре патрубка в верхней половине корпуса подают пар из цилиндра в два ресивера, связанных с ЦНД1, а четыре патрубка в нижней части корпуса — на I ступень подогрева сетевой воды.

Опирается ЦСД на фундаментные рамы с помощью лап. Его центровка по отношению к корпусам подшипников ЦВД и ЦНД1 выполняется с помощью вертикальных шпонок. Конструкция ЦНД аналогична конструкции ЦНД турбины Т-250/300-240. Турбина имеет два фиксункта, расположенных в зоне выходных патрубков ЦНД.

Системы регулирования и защиты турбины выполнены электрогидравлическими. Исполнительными органами являются стопорно-регулирующие клапаны ЦВД, защитные поворотные заслонки и поворотные

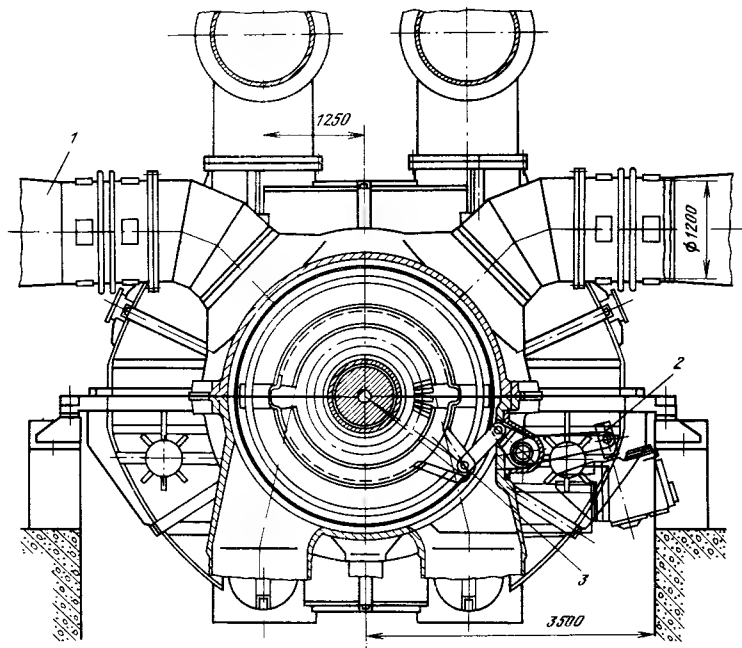


Рис. 7.38. Поперечный разрез по паровпуску ЦСД турбины ТК-450/500-60 ТМЗ:

1 — отводящий паропровод на II ступень подогрева сетевой воды; 2 — поворотная заслонка, 3 — регулирующая диафрагма

диафрагмы, установленные на входах в ЦСД, ЦНД1 и ЦНД2. Система регулирования содержит контуры регулирования частоты вращения и мощности, а также контур регулирования отборов, обеспечивающий заданную температуру прямой сетевой воды или ее нагрев. В системах смазки и регулирования применяется негорючее масло марки ОМТИ.

7.6. КОНСТРУКЦИИ ТУРБИН ЛМЗ С РЕГУЛИРУЕМЫМ ОТБОРОМ ПАРА

Турбина Т-180/210-130-1 номинальной мощностью 180 МВт рассчитана на параметры свежего пара 12,8 МПа и 540 °С и давление в конденсаторе 8,65 кПа. Частота вращения турбины 50 1/с. Турбина имеет двухступенчатый теплофикационный отбор, обеспечивающий тепловую нагрузку 1089 ГДж/ч (табл. 7.3).

Важным достоинством турбины является возможность работать с максимальным расходом пара 670 т/ч, обеспечивающим мощность 210 МВт при конденсационном режиме. Это позволяет не только эффективно использовать турбину в начальный период эксплуатации, когда тепловые сети еще готовы неполностью, но и активно привлекать ее к покрытию переменной части графика нагрузки в летний период, когда тепловая нагрузка мала.

Проектирование турбины Т-180/210-130-1 велось на основе хорошо проверенной в эксплуатации турбины К-210-130-3, чем объясняется большая унификация деталей, узлов и даже цилиндров.

Тепловая схема турбоустановки показана на рис. 7.40. Свежий пар проходит ЦВД, промежуточный перегреватель котла и ЦСД, которые полностью унифицированы с

Т а б л и ц а 7.3. Основные параметры теплофикационных турбин ЛМЗ

Показатель	Турбина			
	Т-180/210-130-1	Т-180 215-130 2	ПТ 80/100-130, 13	ПТ-60/75-130/13
Мощность, МВт:				
номинальная	180	180	80	60
максимальная	210	215	100	75
Частота вращения, 1/с	50	50	50	50
Начальные параметры пара:				
давление, МПа	12,8	12,8	12,8	12,8
температура, °С	540	540	555	565
Параметры пара после промежуточного перегрева:				
давление, МПа	2,49	2,49	—	—
температура, °С	540	540	—	—
Пределы изменения давления пара в регулируемом отборе, кПа:				
верхнего	59 -196	59 -196	49—245	
нижнего	49- 147	49 147	29- 98	70 -250
Тепловая нагрузка, ГДж/ч	1089	1089	284	
Номинальный расход отбираемого пара, кг/с:				

Показатель	Турбина			
	Т-180/210-130-1	Т-180/215 130-2	ПТ-80/100-130/13	ПТ-60/75-130/13
производственный	—	—	51,3	38,9
теплофикационный	128	128	—	—
Число отборов пара на регенерацию	7	7	7	7
Температура питательной воды, °С	248	248	249	247
Давление пара за турбиной, кПа	8,65	6,27	—	—
Расход охлаждающей воды через конденсатор, т/ч	22 000	22 000	8000	—
Расчетная температура охлаждающей воды, °С	27	20	20	—
Максимальный расход свежего пара, кг/с	186	186	130	—
Конструктивная схема турбины	1ЦВД + + 1ЦСД + + 1ЦНД	1ЦВД + + 1ЦСД + + 1ЦНД	1ЦВД + 1ЦНД	1ЦВД + 1ЦНД
Конструктивная схема проточной части:				
ЦВД	1р + 11	1р + 11	1р + 16	1р + 16
ЦСД (ЧСД)	11	11	1р + 9	1р + 8
ЦНД (ЧНД)	2 × 4	2 × 4	1р + 2	1р + 3
Число выходов пара	2	2	1	1
Длина рабочей лопатки последней ступени, мм	640	755	665	665
Средний диаметр последней ступени, мм	2090	2205	2000	—
Длина турбины, м	20 735	20 735	14 845	—
Удельный расход пара, кг/(кВт·ч)	3,65	3,65	5,6	—
Удельная масса турбины, кг/кВт	2,75	2,75	3,53	—
Удельная масса турбины с конденсатором, кг/кВт	4,07	4,07	4,32	—

аналогичными цилиндрами турбины К-210-130-3 (ср. рис. 7.39 и рис. 6.6 и описание этой турбины). Исключение составляет последняя ступень ЦСД, рабочие лопатки которой усилены, поскольку условия ее работы более гажелые, чем турбины К-210-130. Дело заключается в том что (см. рис. 7.39) из выходного патрубка ЦСД, т. е. за его последней ступенью, осуществляется верхний теплофикационный отбор на II ступень сетевого подогре-

вателя, давление в котором может изменяться в пределах 60—200 кПа. Это обуславливает изменение в широких пределах изгибных напряжений в лопатках последней ступени ЦСД.

Необходимость размещения двух патрубков отбора в нижней части выходного патрубка ЦСД также потребовала некоторого изменения ЦСД турбины К-210-130-3.

ЦНД — двухпоточный, каждый из потоков имеет четыре ступени.

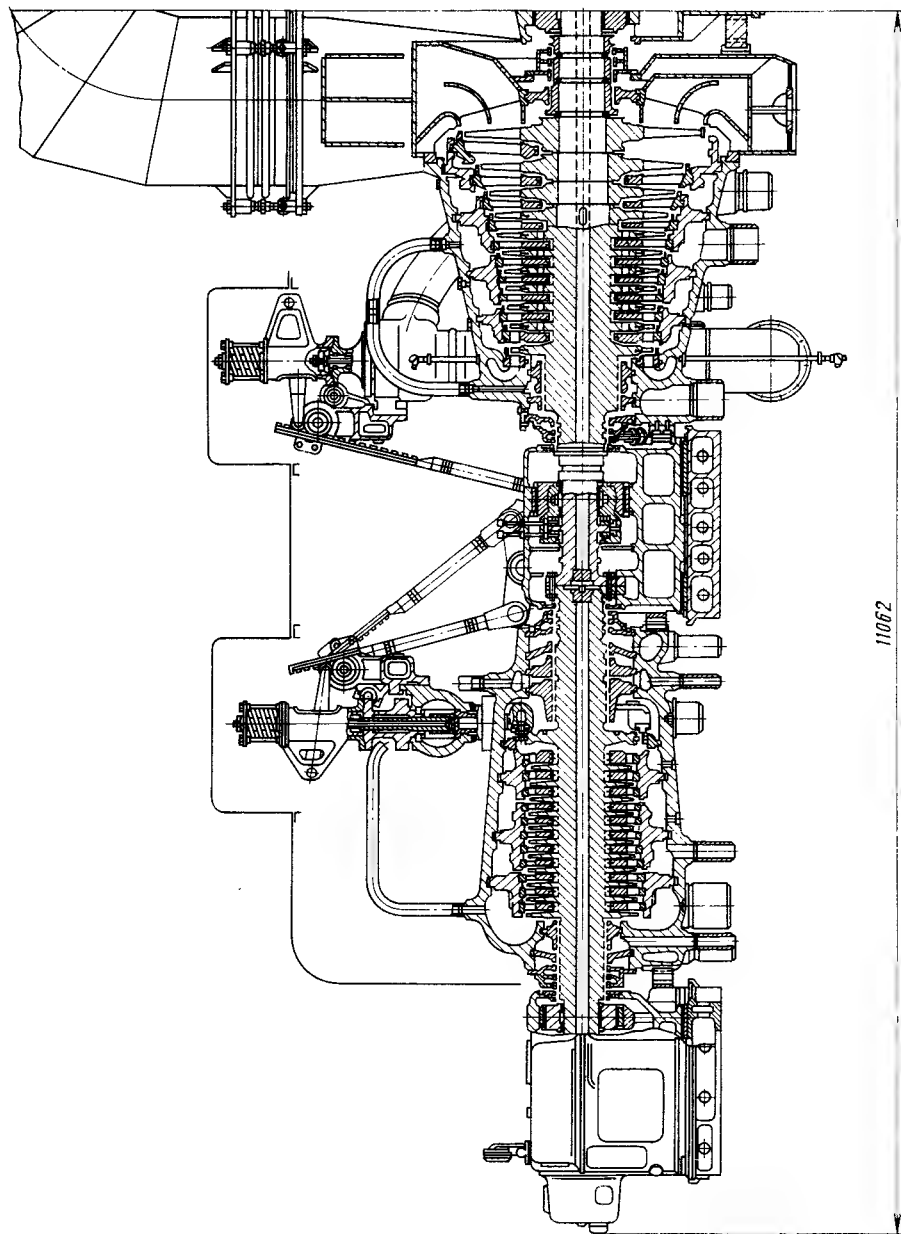
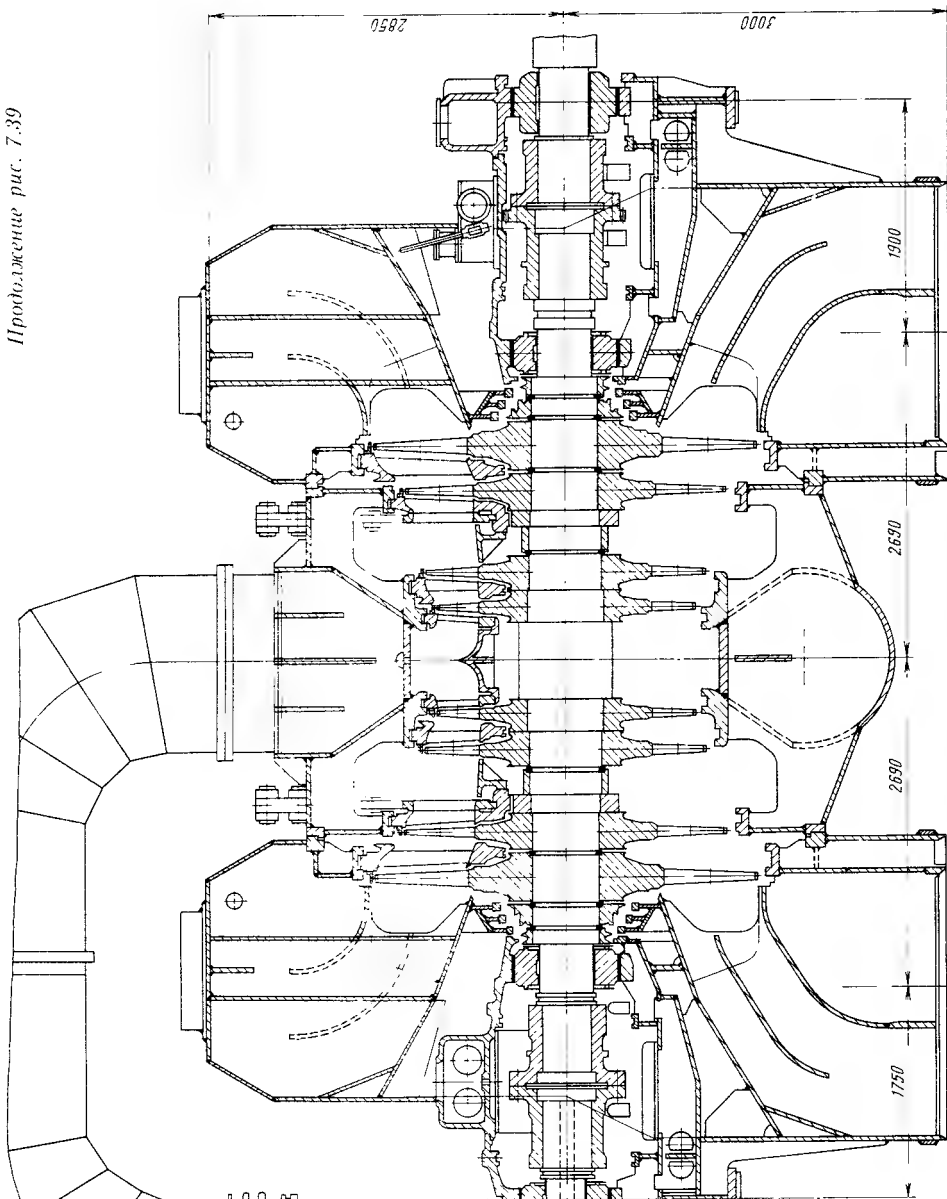


Рис. 7.39. Турбина Т-180/210 130-1 ЛМЗ



Между II и III ступенями выполнена камера, из которой осуществляется нижний теплофикационный отбор на I ступень подогрева сетевой воды. Регулирование расхода пара в отборы осуществляется поворотными диафрагмами. Размещение промежуточного отсека (группы ступеней между верхним и нижним теплофикационными отборами) в двухпоточном цилиндре (вместо размещения в однопоточном ЦСД) весьма целесообразно, так как при этом несмотря на изменение давлений в отсеке в широком диапазоне при изменении отборов на сетевые подогреватели осевое усилие на упорный подшипник практически не меняется.

Из ЦНД пар поступает в однокорпусный конденсатор, разделенный по паре вертикальной перегородкой на две половины. Каждая из них присоединяется своим переходным патрубком к соответствующему потоку ЦНД, имеет свой

основной и встроенный теплофикационный пучок для подогрева сетевой или подпиточной воды. Обе половины конденсатора по охлаждающей воде соединены последовательно; таким образом, он является двухсекционным двухходовым конденсатором, обеспечивающим повышение экономичности турбоустановки на 0,15–0,3 % по сравнению с односекционным конденсатором.

Система регенеративного подогрева питательной воды включает кроме холодильников эжекторов и эжекторов уплотнений четыре ПНД поверхностного типа, деаэратор на 0,7 МПа и три ПВД.

Конструкция корпуса ЦНД – двухстенная. Длина рабочей лопатки последней ступени 640 мм при среднем диаметре 2,09 м.

Схема тепловых расширений турбины такая же, как и турбины К-210-130.

Турбина Т-180/215-130-2 спроектирована на более низкую темпе-

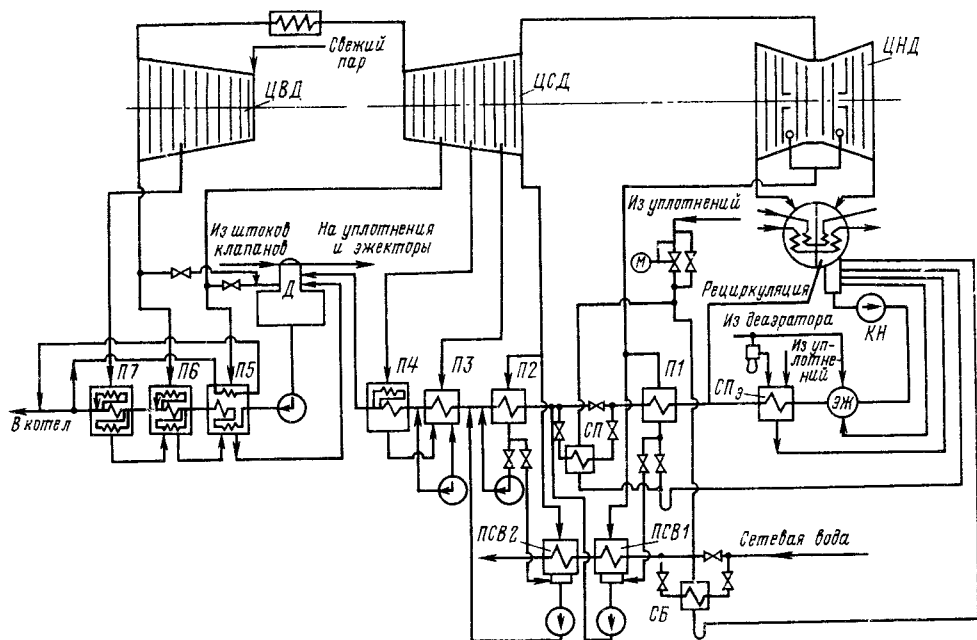


Рис. 7.40. Тепловая схема турбоустановки с турбиной Т-180 210-130-1:

КН – конденсатный насос, ЭЖ и СП – холодильники основных эжекторов и эжектора уплотнения, СП – сальниковый подогреватель; П1–П4 – ПНД, Д – деаэратор, П5–П7 – ПВД; ПСВ – подогреватель сетевой воды, СБ – сальниковый бойлер

ратуру охлаждающей воды (20 вместо 27 °С у турбины Т-180/210-130-1 — см. табл. 7.3). Это позволило увеличить мощность турбины на конденсационном режиме с 210 до 215 МВт, но потребовало увеличить размеры последней ступени: длина ее лопатки составляет 755 мм при среднем диаметре 2,205 м. В остальном конструкция турбины осталась такой же, как и Т-180/210-130-1.

7.7. ТУРБИНЫ С РЕГУЛИРУЕМЫМ ОТБОРОМ ПАРА И ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ

Турбины этого типа строятся для возможности получения пара двух различных давлений, например 1 и 0,1 МПа, при одновременной выработке электрической энергии. В турбинах с промежуточным отбором пара и противодавлением из трех параметров (мощности, давлений в отборе и в выходном патрубке) можно независимо регулировать два из них. Если турбина работает параллельно с турбоагрегатами другого типа, например конденсационными турбинами, то последние обеспечивают выработку необходимой электрической мощности, а турбина с отбором пара и противодавлением работает только по тепловому графику: она обеспечивает отпуск пара двух заданных давлений; при этом электрическая мощность турбины не регулируется. Можно также потребовать от турбины вполне определенной мощности, но тогда возможно регулирование давления пара либо в промежуточном отборе, либо в выходном патрубке.

В качестве примера турбины такого типа рассмотрим **турбину ПР-25-90/10/0,9 ТМЗ**.

Турбина ПР-25-90/10/0,9 ТМЗ номинальной мощностью 25 МВт спроектирована на начальное давление 8,8 МПа и температуру 535 °С с номинальным противодавлением 90 кПа и регулируемым промышленным отбором пара при 0,98 МПа. Частота вращения равна 50 1/с. Из

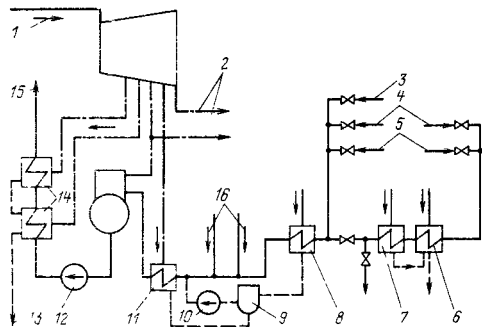


Рис. 7.41. Принципиальная тепловая схема турбоустановки ПР-25-90/10/0,9 ТМЗ:

1 — свежий пар; 2 — пар на производство; 3 — сетевая вода; 4 — циркуляционная вода; 5 — химически очищенная вода; 6 — эжектор сальникового подогревателя; 7 — эжектор уплотнений; 8 — сальниковый подогреватель; 9 — конденсатоотборник; 10 — сливной насос; 11 — ПНД; 12 — питательный насос; 13 — конденсат в деаэратор; 14 — ПВД; 15 — питательная вода в котел; 16 — конденсат с производства

44 кг/с пара, поступающего через стопорный клапан в турбину, 17 кг/с направляется в производственный отбор. Регулирование давления производственного отбора может производиться в диапазоне 0,8—1,3 МПа, а противодавления — в пределах 50—250 кПа.

Тепловая схема турбоустановки показана на рис. 7.41.

Свежий пар через стопорный и четыре регулирующих клапана направляется в турбину, имеющую четыре отбора пара. Первые два отбора по ходу пара используются для ПВД. Третий отбор — регулируемый: пар направляется для нужд производства при давлении примерно 1 МПа. От этого же отбора питается деаэратор. Четвертый отбор питает ПНД. Из выходного патрубка турбины пар с давлением 0,09 МПа также направляется в общестанционный коллектор для нужд производства.

Первые три клапана открываются последовательно, обеспечивая сопловое парораспределение, а четвертый клапан открывается одновременно с перегрузочным, осуществляющим обвод из камеры регулирующей ступени к IV нерегули-

с помощью лап. Фикспункт турбины расположен на пересечении осей продольных и поперечных шпонок, установленных на фундаментной раме заднего подшипника.

На рис. 7.43 показана принципиальная схема регулирования турбины ПР-25-90. Система имеет три датчика: регулятор частоты вращения, регулятор давления пара промышленного отбора и регулятор давления пара в выходном патрубке. Однако, как уже говорилось, одновременно могут работать только два регулятора из трех, поскольку регулирующие клапаны ЧВД и регулирующая диафрагма ЧНД могут обеспечить поддержание постоянными только двух параметров из трех.

Турбина опирается на корпуса подшипников обычным образом

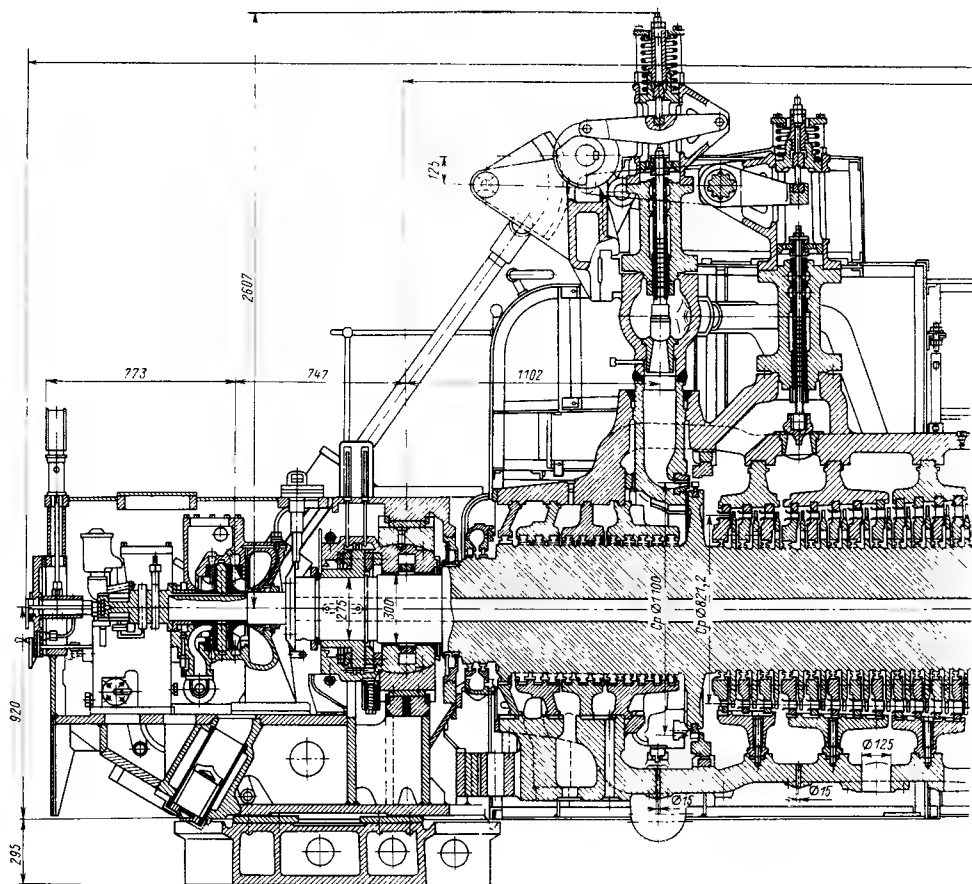


Рис. 7.42. Турбина ПР-25-90/10/0,9 ТМЗ

7.8. ТУРБИНЫ С ДВУМЯ РЕГУЛИРУЕМЫМИ ОТБОРАМИ ПАРА

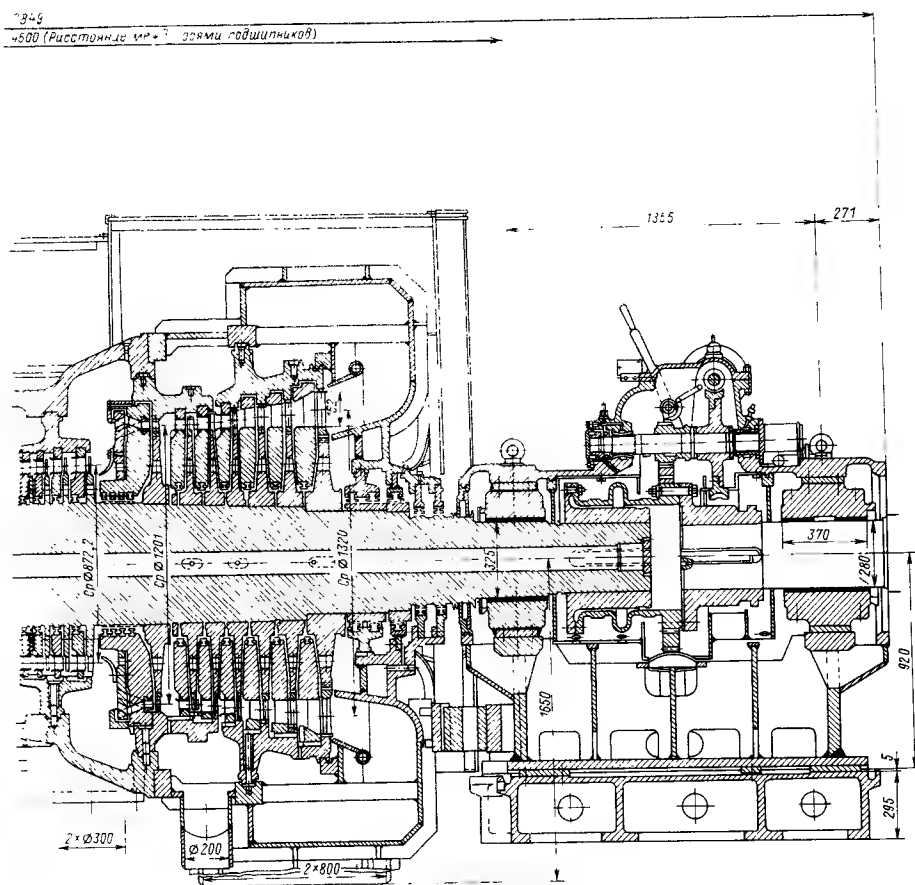
Турбина с двумя промежуточными отборами пара отличается от турбины с одним регулируемым отбором пара наличием второго регулируемого отбора. Обычно такие турбины выполняются с конденсацией, отбор низкого давления используется для отопления, а отбор высокого давления — для промышленных целей.

Конструктивно турбина с двумя отборами пара состоит из ЧВД, ЧСД и ЧНД. Регулирующие клапаны ЧВД задают общий расход пара через турбину, регулирующие клапаны ЧСД распределяют поток пара между потребителем пара высокого давления и ЧСД, а регу-

лирующие клапаны ЧНД — между потребителем пара низкого давления и ЧНД; пар, поступивший в ЧНД, в дальнейшем направляется в конденсатор.

Система регулирования турбин с двумя отборами пара выполняется связанной и позволяет независимо регулировать давление в двух отборах и мощность турбины. Принцип работы такой системы регулирования показан на рис. 7.44.

Прежде всего система регулирования поддерживает постоянной (в пределах степени неравномерности) частоту вращения, изменяя электрическую нагрузку без изменения давлений в отборах (в пределах степени неравномерности), т. е. поддерживая расходы пара в



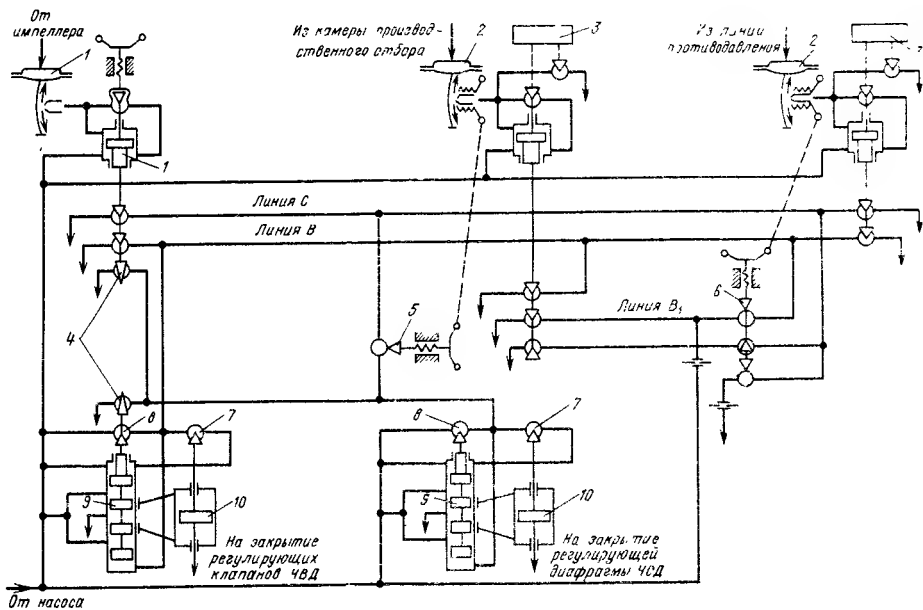


Рис. 7.43. Принципиальная схема регулирования турбины ПР-25-90/10/0,9 ТМЗ:

1, 2 — регуляторы частоты вращения и давления; 3 — изопромы; 4 — элементы воздействия на сервомотор ЧСД при сбросах нагрузки; 5 — выключатель сервомотора ЧСД; 6 — дроссели устройства для перевода турбины на режим с противодавлением; 7 — дроссели обратной связи главных сервомоторов; 8 — дроссели обратной связи промежуточных сервомоторов; 9 — золотники главных сервомоторов с сервомоторами промежуточных усилий; 10 — главные сервомоторы.

отбор постоянными. Например при увеличении частоты вращения точки *С* и *Н* остаются неподвижными, а точка *Е* рычага *АС* поднимается и рычаги *В'Н* и *FN* поворачиваются вокруг точки *Н*. Это приведет к частичному закрытию клапанов ЧВД, ЧСД и ЧНД, и при соответствующем подборе размеров

рычагов расходы пара в отбор не изменяются.

Наоборот, при изменении какого-либо из отборов, например при увеличении промышленного отбора, точка *С* рычага *АС* будет смещаться вниз, а точки *Е* и *Н* останутся неподвижными. Это ведет к открытию клапанов ЧВД и прикрытию клапанов ЧСД и ЧНД и позволяет увеличить расход пара в промышлен-

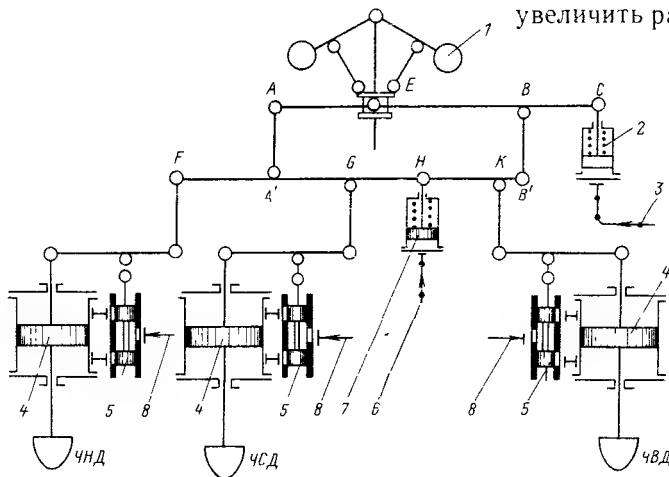


Рис. 7.44. Принципиальная схема регулирования турбины с двумя регулируемым отборами:

1 — регулятор частоты вращения; 2 — регулятор давления промышленного отбора; 3 — пар из патрубка промышленного отбора; 4 — сервомоторы; 5 — золотники; 6 — пар из патрубка теплофикационного отбора; 7 — регулятор давления; 8 — масло под давлением с насоса

ный отбор, сохранив расход пара в теплофикационный отбор и электрическую мощность турбины.

Аналогичным образом работает система регулирования и при изменении давления в теплофикационном отборе: рычаг АС поворачиваться не будет, а перемещение клапанов будет вызываться смещением точки Н.

Конструкции турбин ТМЗ с двумя регулируемыми отборами пара

Турбина ПТ-50/60-130/7 мощностью 50 МВт на начальные параметры пара 12,75 МПа и 565 °С и частоту вращения 50 1/с (см. табл. 7.3) предназначена для выработки электроэнергии и отпуска пара при давлении 0,5—1,0 МПа (промышленный отбор) и для отопления (теплофикационный отбор). Последний выполнен двухступенчатым: давление в верхнем отопительном отборе составляет 60—250 кПа, а в нижнем 50—200 кПа. Расход пара через стопорный клапан равен 76,1 кг/с, номинальный производственный отбор составляет 32,8 кг/с.

На рис. 7.45 приведена тепловая схема турбоустановки, а на рис. 7.46 продольный разрез турбины.

Свежий пар поступает в ЦВД, полностью унифицированный с ЦВД турбины Т-150-130 ТМЗ. Из выходного патрубка ЦВД пар направляется в ЧСД ЦНД, в которой расположено семь ступеней. Конструкция ЧСД ЦНД унифицирована с передней частью ЦНД турбины Т-50-130.

За VII ступенью ЧСД расположена регулирующая поворотная диафрагма, перед которой производится промышленный отбор. Конструкция поворотной диафрагмы аналогична приведенной на рис. 7.21. ЧСД состоит из регулирующей ступени, трех ступеней, после которых выполняется верхний теплофикационный отбор, и двух ступеней, за

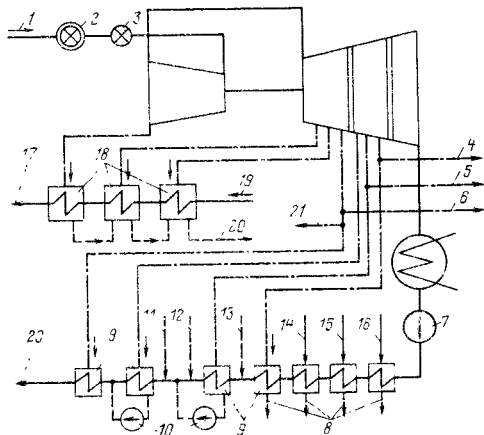


Рис. 7.45. Принципиальная тепловая схема турбоустановки ПТ-50-130 ТМЗ:

1 — свежий пар, 2 — стопорный клапан, 3 — регулируемые клапаны (4 шт.), 4, 5 — пар на нижний и верхний сетевые подогреватели; 6 — пар промышленному потребителю, 7 — конденсатный насос, 8 — конденсатор греющего пара в конденсатор, 9 — ПНД, 10 — питательные насосы; 11, 12, 13 — конденсат греющего пара соответственно из верхнего сетевого подогревателя, от промышленного потребителя и из нижнего сетевого подогревателя; 14 — пар из уплотнений; 15, 16 — выхлопной пар эжектора уплотнений и основного эжектора, 17 — питательная вода в котел; 18 — ПВД, 19 — питательная вода из питательного насоса; 20 — конденсат греющего пара в деаэрактор; 21 — пар на деаэрактор

которыми расположен нижний теплофикационный отбор. Часть низкого давления ЦНД турбины полностью унифицирована с ЧНД ЦНД турбины Т-50-130.

Регенеративная система турбоустановки включает четыре ПНД, деаэрактор и три ПВД. Температура подогрева питательной воды 230 °С.

Системы маслоснабжения и смазки не имеют принципиальных отличий от аналогичных систем турбины Т-50-130 ТМЗ.

Турбина ПТ-135/165-130/15 спроектирована на номинальную мощность 135 МВт, начальные параметры пара 12,75 МПа и 555 °С, частоту вращения 50 1/с и имеет три регулируемых отбора пара. Из паропровода пар поступает к двум стопорным клапанам, от которых направляется к четырем регулирующим клапанам, установленным на корпусе ЦВД (рис. 7.47).

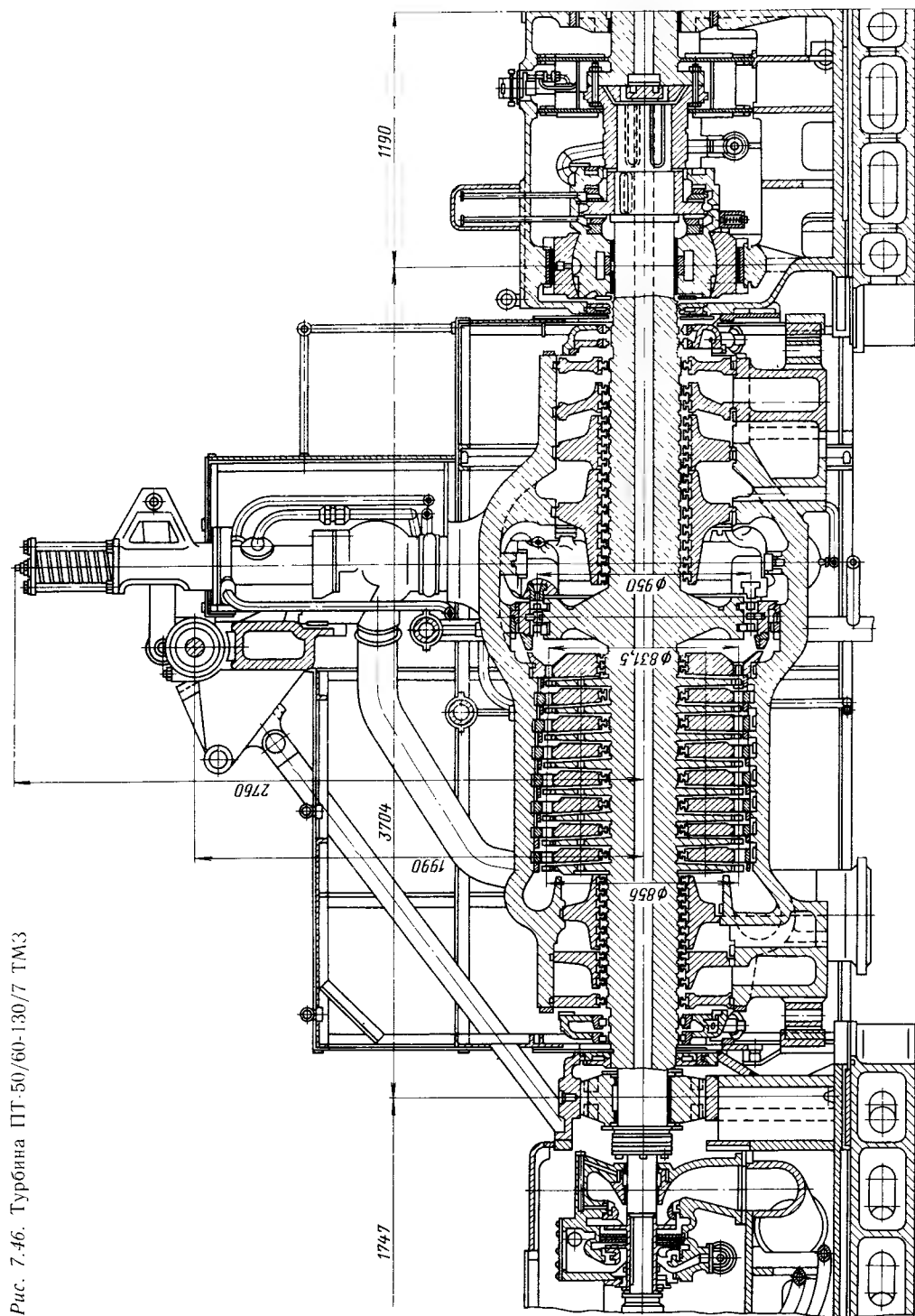
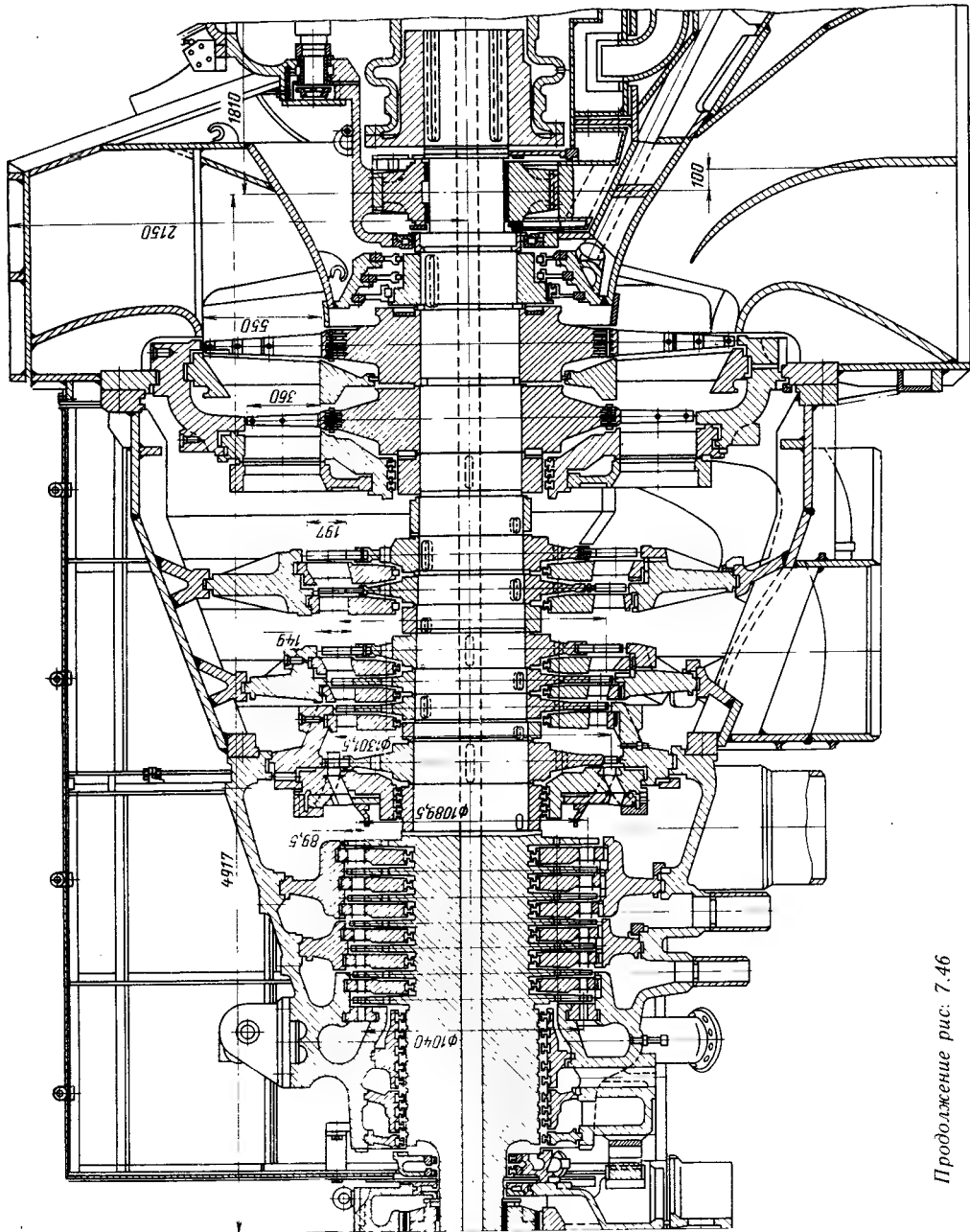


Рис. 7.46. Турбина ПТ-50/60-130/7 ТМЗ



Продолжение рис. 7.46

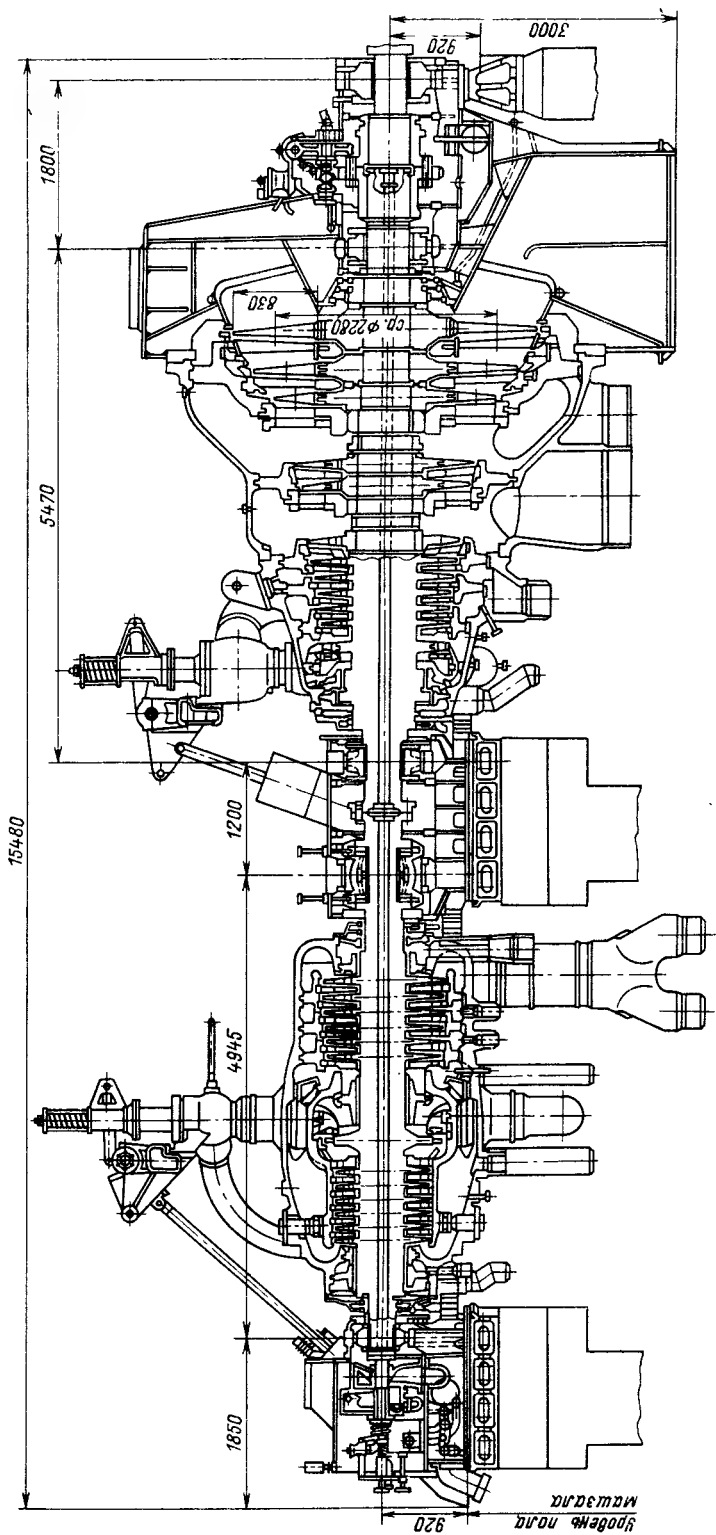


Рис. 7.47. Турбина ПТ-135/165-130/15 ТМЗ

ЦВД турбины полностью унифицирован с турбиной Р-100-130/15 ТМЗ. Производственный отбор пара осуществляется из выходного патрубка ЦВД. Из перепускных труб пар поступает к четырем регулирующим клапанам ЧСД на входе во второй цилиндр. Пройдя одновременно регулируемую и шесть нерегулируемых ступеней ЧСД, пар поступает в камеру, из которой производится первый отопительный отбор; расход в отопительный отбор регулируется поворотной диафрагмой с дроссельным парораспределением. Далее пар расширяется в двух ступенях, за которыми осуществляется второй отопительный отбор; расход в него определяется открытием второй регулирующей диафрагмы, установленной перед ЧНД.

Следует подчеркнуть, что термины «первый» и «второй» отопительный отборы в данном случае являются несколько условными: при раздельном регулировании расхода пара в названные отопительные отборы первый отбор по существу может рассматриваться как производственный. Отключение регулирования давления в любом из отопительных отборов позволяет осуществлять двухступенчатый подогрев сетевой воды.

Регенеративная система турбоустановки включает подогреватели, утилизирующие теплоту пара из уплотнений и эжекторов, четыре ПНД, деаэратор и три ПВД. Подогреватели низкого давления питаются греющим паром из ЦНД турбины, а ПВД и деаэратор — из ЦВД.

Каждый из роторов валопровода лежит в двух опорных подшипниках. Задний подшипник ЦВД — комбинированный опорно-упорный, с симметричными упорными колодками (см. рис. 3.70). Отдельные роторы соединены жесткими муфтами; полумуфты роторов турбины откованы заодно с валами.

Ротор ЦНД — комбинированный: диски первых шести ступеней отко-

ваны заодно с валом, остальные диски — насадные. Для уменьшения осевого усилия на валу в области переднего концевого уплотнения ЦНД выполнен ступенчатый разгрузочный диск больших размеров.

Корпус ЦНД кроме горизонтального имеет два технологических разъема. Передняя и средняя части — литые, задняя — сварная. Все диафрагмы установлены в обоймах, пространство между которыми использовано для размещения патрубков отбора.

С учетом работы в области значительной влажности из-за отсутствия промежуточного перегрева пара лопатка последней ступени выполнена умеренной длины (830 мм), что обеспечивает ее надежность против эрозионного износа.

Опирающие корпус турбины на подшипники и фундаментные рамы и система тепловых расширений аналогичны таковым для турбины Т-50-130 ТМЗ.

Система регулирования турбины выполнена электрогидравлической. Ее гидравлическая часть не имеет принципиальных отличий от системы регулирования турбины Т-50-130 ТМЗ, однако следует иметь в виду, что рассматриваемая турбина имеет четыре регулируемых параметра (давления в трех отборах и электрическая мощность).

Система регулирования обеспечивает все режимы, важные для турбины с отборами пара. В частности, эта турбина может работать как турбина с двумя отборами, если диафрагма верхнего отопительного отбора открыта полностью, а соответствующий регулятор давления отключен. Полное закрытие диафрагмы ЧНД позволяет осуществить режим работы с противодействием: при этом теплота пара, пропускаемого через ЧНД для вентиляции, используется для подогрева сетевой или подпиточной воды. В этом случае, конечно, турбина не будет участвовать в регулировании частоты сети.

Электрическая часть системы регулирования обеспечивает хорошее качество регулирования мощности и давления в отборах и ускоряет срабатывание системы защиты в аварийных ситуациях.

Конструкции турбин ЛМЗ с двумя регулируемыми отборами пара

Турбина ПТ-60/75-130/13 номинальной мощностью 60 МВт, с двумя отборами пара спроектирована на начальные параметры пара 12,75 МПа и 565 °С и частоту вращения 50 1/с. При номинальной мощности и нулевом отопительном отборе производственный отбор можно увеличить до 69,4 кг/с (см. табл. 7.3). Наоборот, при нулевом производственном отборе и номинальной мощности отопительный отбор можно увеличить до 33,3 кг/с.

На рис. 7.48 показана тепловая схема турбоустановки.

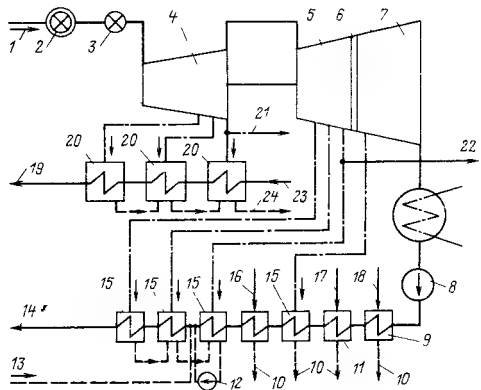


Рис. 7.48. Питательная тепловая схема турбоустановки ПТ-60/75-130/13:

1 — свежий пар, 2 — стопорный клапан, 3 — регулирующие клапаны (4 шт.), 4 — ЦВД; 5 — ЧСД ЦНД, 6 — регулирующая диафрагма; 7 — ЦНД; 8 — конденсатный насос; 9 — холодильник эжектора; 10 — конденсат греющего пара в конденсатор; 11 — холодильник эжектора уплотнений; 12 — сливной насос, 13 — конденсат с производства; 14 — конденсат в деаэратор; 15 — ПНД; 16, 17 — пар из уплотнений, 18 — выхлопной пар эжектора, 19 — питательная вода в котел; 20 — ПВД; 21 — производственный отбор и отбор на деаэратор; 22 — теплофикационный отбор; 23 — питательная вода от питательного насоса, 24 — в деаэратор

От стопорного клапана пар подводится к четырем регулирующим клапанам, установленным на корпусе ЦВД турбины (рис. 7.49). Турбина имеет комбинированное парораспределение: при небольших расходах пара через ЦВД пар подводится последовательно через четыре группы сопел к регулирующей ступени, а для перегрузки обводной внутренней клапан увеличивает расход через последние 13 ступеней ЦВД.

Пар из ЦВД подводится по четырем трубам к регулирующим клапанам, установленным непосредственно на корпусе ЦНД. Парораспределение ЦНД (вернее, ЧСД ЦНД) — сопловое. Проточная часть ЧСД состоит из регулирующей ступени, к которой подается пар из четырех сопловых коробок, и восьми нерегулируемых ступеней.

Поддержание давления пара в отопительном отборе осуществляется поворотной двухъярусной диафрагмой.

Часть низкого давления включает четыре ступени.

Регенеративная система турбины имеет четыре ПНД, деаэратор и три ПВД, температура питательной воды за которыми при номинальном режиме составляет 247 °С.

Валопровод турбоагрегата состоит из роторов ЦВД, ЦНД и генератора. Каждый из роторов турбины опирается на свои подшипники, причем передний подшипник каждого из них является комбинированным опорно-упорным, а задний — опорным. Таким образом, валопровод имеет два упорных подшипника. Поэтому роторы турбины соединяются гибкой муфтой. Роторы генератора и турбины соединяются гибкой муфтой.

Ротор ЦВД — цельнокованый; конструкция — типичная для турбин ЛМЗ. Узел переднего подшипника унифицирован с таким же узлом турбины К-200-130 ЛМЗ.

Корпус ЦВД отлит из хромо-молибденовой стали. На его крышке

расположен перегрузочный обводной (внутренний) клапан. Из нижней части ЦВД предусмотрено два отбора на ПВД (третий отбор производится из паропровода за ЦВД).

Ротор ЦНД — комбинированный: диски ЧСД откованы заодно с валом, а диски ЧНД — насадные. Для разгрузки подшипников от осевого усилия в передней части выполнен разгрузочный диск.

Корпус ЦНД кроме горизонтального имеет вертикальный разъем: передняя часть — литая, задняя — сварная. Диафрагмы всех ступеней ЦВД и ЦНД установлены в обоймах, пространство между которыми использовано для размещения патрубков отбора.

Схема регулирования, защиты и маслоснабжения турбины приведена на рис. 7.50, система смазки — типичная для ЛМЗ (см. рис. 4.1).

Датчиками системы регулирования служат регулятор частоты вращения, расположенный на валу турбины, и два регулятора давления в отборах (промышленного и теплофикационного). Все три датчика подают сигналы на блок суммирующих золотников, который вырабатывает соответствующие сигналы для работы отсечных золотников трех сервомоторов: ЦВД, ЧСД и ЧНД.

Пример 7.7. Пусть вследствие роста отопительной нагрузки и увеличения расхода пара на сетевой подогреватель начинает снижаться давление в теплофикационном отборе. В этом случае сильфон регулятора давления, расположенный над золотником 13 (см. рис. 7.50), будет сжиматься, увеличивая расход масла из полости над ним. Золотник сместится вверх, вследствие чего произойдет изменение сечения окон, управляющих давлением под золотниками 14 и 16 возрастет, а под золотником 18 упадет. Поэтому сервомотор 19 уменьшит сечение для прохода пара в ЧНД, а сервомоторы 15 и 17 откроют регулирующие клапаны ЦВД и ЧСД; это позволит увеличить отбор и восстановить давление в трубке отбора на теплофикацию, сохранив значение промышленного отбора (так как клапаны ЧСД приоткрылись) и мощности (так как уменьшение мощности, развиваемой ЧНД, будет компенсировано повышением мощности ЦВД и ЧСД).

На рис. 7.50 показана схема регулирования концевых уплотнений турбины. Пар из деаэратора подается в коллектор 27, из которого подводится ко всем предпоследним камерам концевых уплотнений и на эжектор 28, создающий небольшое разрежение в эжекторном холодильнике 29, пространство которого связано с последними камерами концевых уплотнений. Система включает два сильфонных датчика, один из которых управляет давлением пара в коллекторе, а второй — в эжекторном холодильнике. При отклонении давлений от заданных значений сильфоны изменяют расход масла из верхних полостей над золотниками 26, которые с помощью сервомоторов переставляют клапаны, регулирующие подачу пара из деаэратора в коллектор и на эжектор холодильника. В дальнейшем для регулирования уплотнений ЛМЗ стал использовать электронные регуляторы.

Система защиты турбины от разгона включает двоярный бойковый автомат безопасности 20 и его золотники 21, подающие импульс на закрытие регулирующих органов и стопорного клапана 24, который выдает сигнал на принудительное закрытие обратных клапанов на линиях регулируемых и нерегулируемых отборов.

Турбина ПТ-80/100-130/13 (рис. 7.51) можно рассматривать как модернизированную турбину ПТ-60/75-130/13, однако модернизация ее столь значительна, что по существу это новая турбина.

Турбина спроектирована на номинальную мощность 80 МВт, на начальные параметры 12,75 МПа и 555 °С с производственным отбором при 1,3 МПа и отопительным отбором (см. табл. 7.3).

Основное отличие тепловой схемы этой турбоустановки от тепловой схемы турбоустановки ПТ-60/75-130/13 состоит в использовании двухступенчатого подогрева сетевой

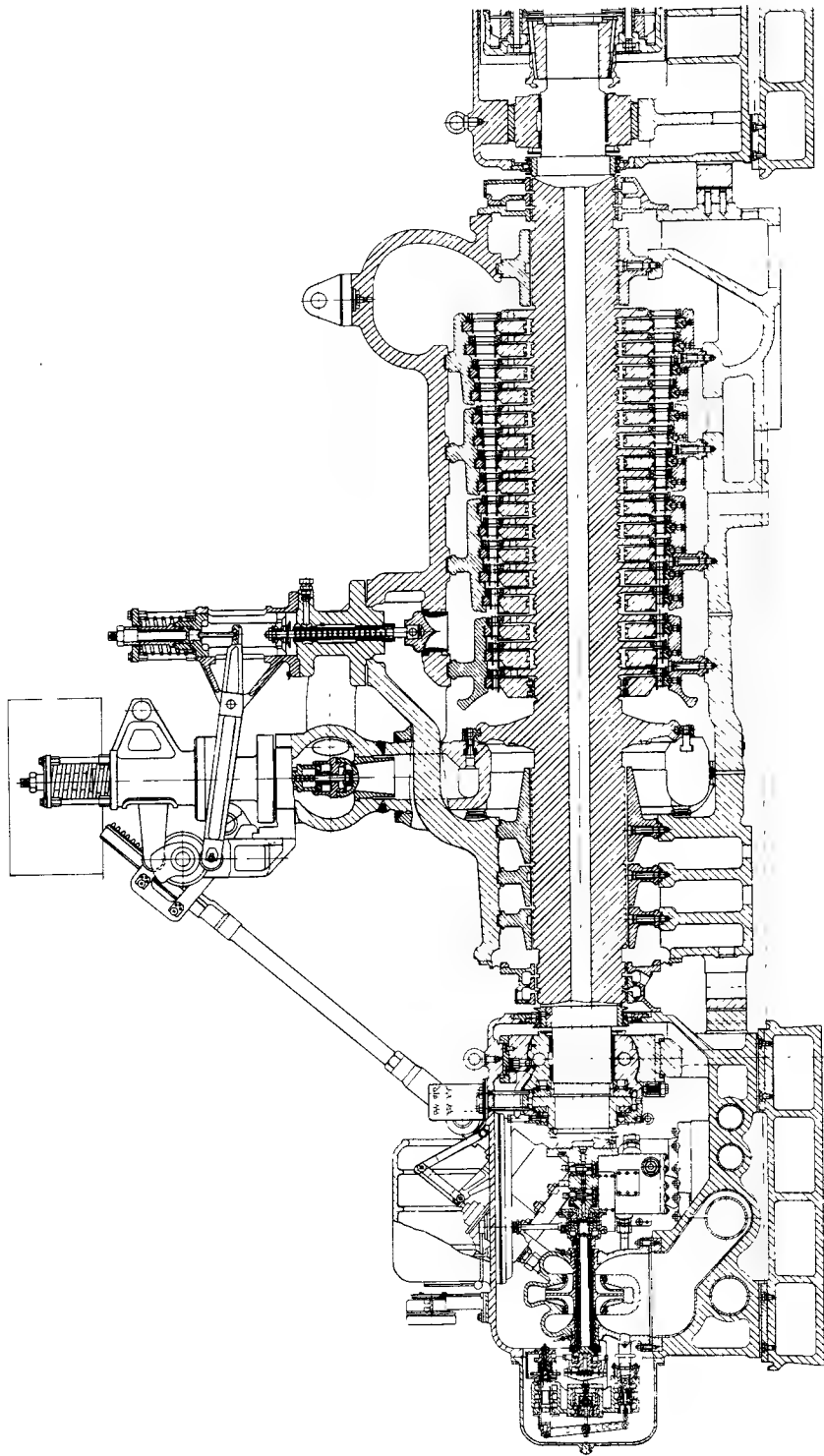
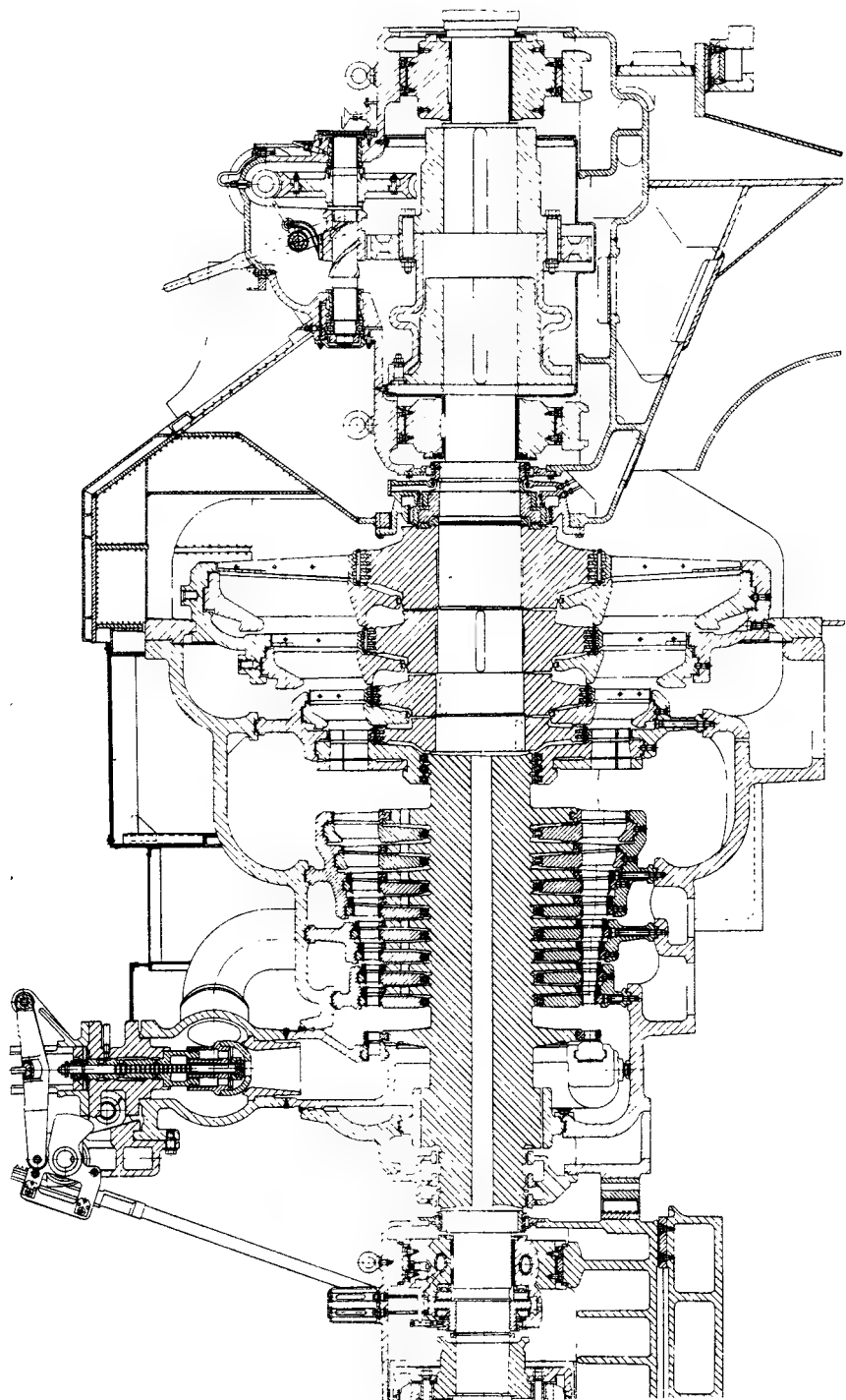


Рис. 7.49. Турбина ПТ-60/75-130/13 ЛМЗ



Продолжение рис. 7.49

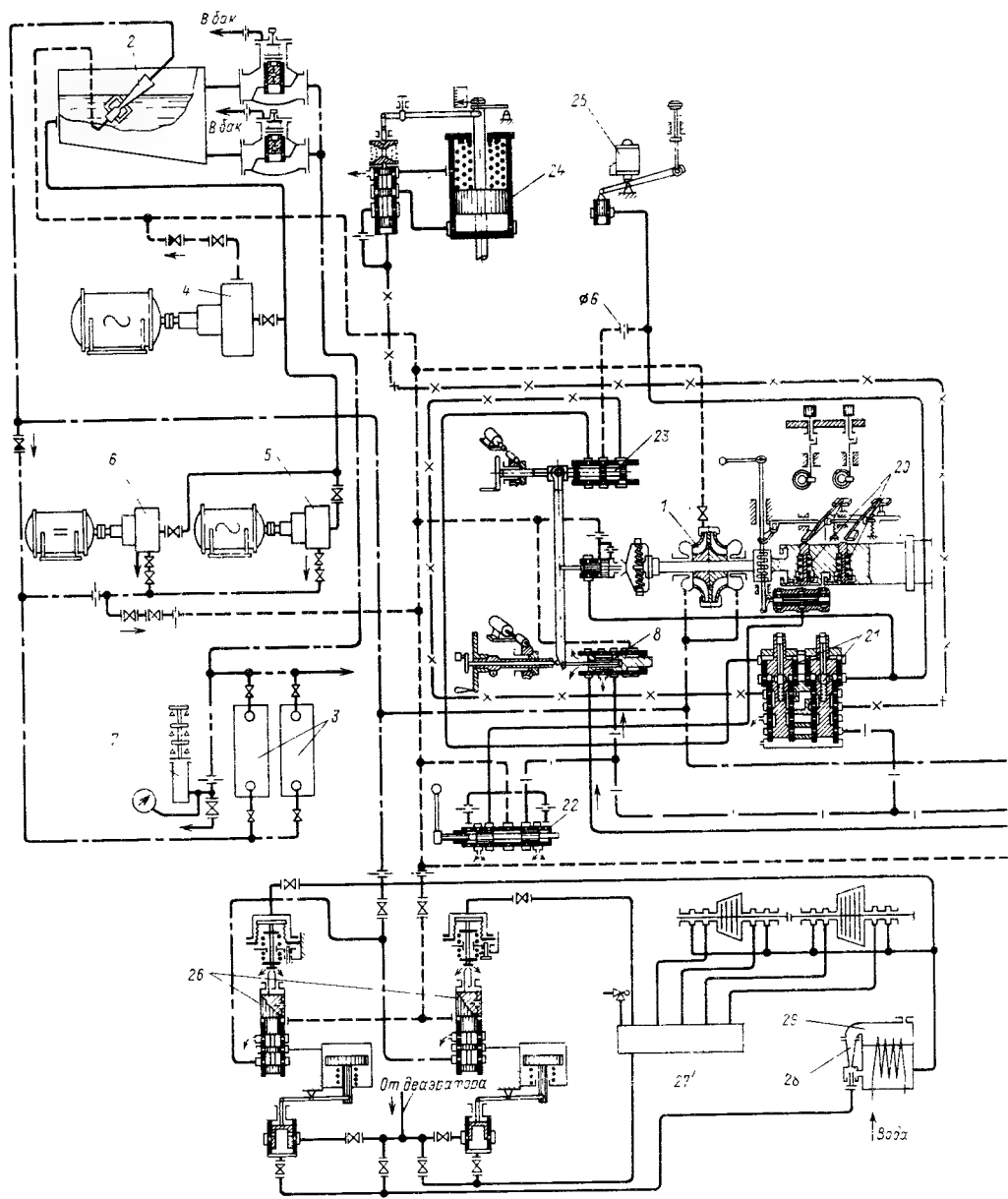


Рис. 7.50 Схема регулирования, маслоснабжения и защиты турбины ТТ-60-75-130-13.1М3

1 — главный масляный насос; 2 — инжектор; 3 — маслоохладитель; 4 — электромагнитный насос высокого давления; 5 — электромагнитный насос низкого давления; 6 — двигатель с переключением тока; 7 — масляное реле; 8 — дифференциальный золотник регулятора частоты вращения; 9 — промежуточный суммирующий золотник частоты вращения; 10 — дифференциатор; 11 — исполнительный золотник дифференциатора; 12, 13 — суммирующие золотники регулятора давления производственного и температурного; 14, 15, 16, 17, 18 — отсекные золотники главного сервомотора, сервомотора ЧВД и сервомотора ЧНД; 19 — отсекные золотники ЧВД; 20 — автомат безопасности; 21 — автомат безопасности; 22 — золотник опробования автомата безопасности; 23 — золотник управления турбиной; 24 — сервомотор стопорного клапана; 25 — золотник опробования автомата безопасности; 26 — блок регуляторов лабиринтного пара; 27 — коллектор для отведения; 28 — эжектор; 29 — эжекторный холодильник

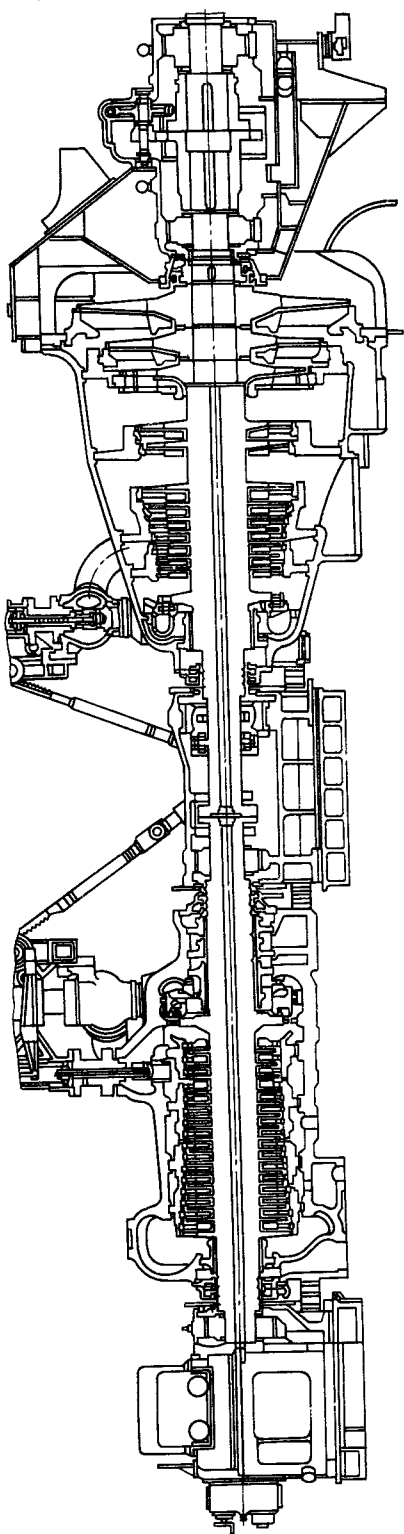


Рис. 7.51. Турбина ПТ-80/100-130/13 ЛМЗ

валами. Для уменьшения осевого усилия на колодки упорного подшипника в нерасчетных режимах направления потоков пара в ЦВД и ЦНД выполнены противоположными.

Конструктивные различия турбин ПТ-60/75-130/13 и ПТ-80/130/13 имеются и в ЦНД. Две последние ступени ЧСД отделены от остальной проточной части большими камерами, первая из которых используется для верхнего теплофикационного отбора, а вторая — для нижнего.

Ротор ЦНД является комбинированным, однако в отличие от турбины ПТ-60/75-130/13 насадными выполнены только диски ЧНД. Размеры последних ступеней сравниваемых турбин совпадают.

Система регулирования турбины включает в себя электрогидравлический преобразователь, повышающий быстродействие и улучшающий качество регулирования.

7.9. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ТУРБИН ДЛЯ ТЕПЛОФИКАЦИИ

Нагрев сетевой воды в теплофикационной установке, питаемой от «классической» теплофикационной турбины, осуществляется паром, давление которого принудительно поддерживается регулятором давления с определенной точностью. Это обеспечивает практически постоянную температуру прямой сетевой воды. Если, например, увеличится расход сетевой воды или уменьшится ее температура, то давление в паровом пространстве подогревателя уменьшится (так как конденсация пара будет происходить при более низкой температуре) и регулятор давления обеспечит увеличение расхода пара в подогреватель сетевой воды и тем самым поддержание ее температуры на выходе из подогревателя. Если же этого давления не поддерживать, т. е. регулируемый отбор пара на теплофикацию превратить

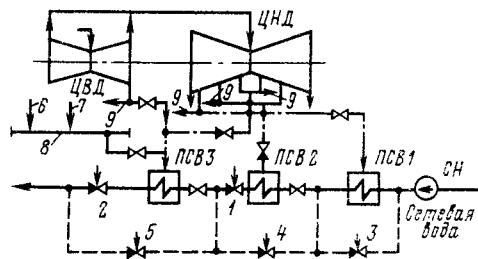


Рис. 7.52. Схема питания теплофикационной установки при использовании нерегулируемых отборов пара из турбины:

1—5 — регулирующие клапаны; 6 — пар от постороннего источника; 7 — пар от РОУ собственных нужд; 8 — коллектор собственных нужд; 9 — отборы пара на регенеративные подогреватели

в нерегулируемый, то температура прямой сетевой воды при ее постоянных расходе и температуре на входе будет полностью определяться расходом пара в подогреватель, т. е. давлением в турбине в месте отбора, а значит — электрической нагрузкой: чем меньше электрическая нагрузка турбоагрегата, тем меньше расход греющего пара в подогреватель сетевой воды и тем ниже ее температура. Именно поэтому почти всегда до сих пор конденсационные турбины не использовались для целей широкой теплофикации.

Однако поддержание температуры прямой сетевой воды возможно и при нерегулируемых отборах пара из турбины. Схема такой теплофикационной установки разработана для турбины КТ-1070-60/1500 ХТЗ (рис. 7.52). При номинальной нагрузке турбины питание подогревателей осуществляется от трех последовательных отборов ЦНД. Ясно, что изменять температуру прямой сетевой воды можно даже простым отключением какого-либо из отборов пара, однако такое регулирование будет ступенчатым и не всегда может удовлетворить нужды теплофикации. Поэтому наряду с этой использована еще одна возможность: с помощью регулирующих клапанов 1 и 2, установленных на трубопроводе сетевой воды, и регулирующих

клапанов 3, 4 и 5, установленных на обводных линиях подогревателей, можно плавно изменять расход сетевой воды через любой подогреватель и тем самым плавно регулировать температуру прямой сетевой воды. Наконец, имеется и третья возможность: ступенчатое изменение температуры греющего пара. Например, при низких зимних температурах, когда требуется повышенная температура прямой сетевой воды, или в случае значительного снижения электрической нагрузки при достаточно большой тепловой нагрузке последний по ходу сетевой воды подогреватель ПСВ3 можно переключить на питание от ЦВД. Мало того, если турбина будет даже остановлена или глубоко разгружена, питание теплофикационной установки можно осуществить от коллектора собственных нужд энергоблока, питаемого редуцированным паром от РОУ или от постороннего источника.

Таким образом, сложность регулирования температуры сетевой воды в зависимости от изменяющихся климатических условий преодолевается не в турбине путем установки соответствующих регулирующих органов и систем, управляющих ими, а в основном в теплофикационной установке с помощью системы регулирования потоков сетевой воды. Для этой цели в системе управления используют специальную электронную функциональную группу, автоматически поддерживающую заданный режим.

На базе паровой турбины К-1000-60/500-2 ХТЗ (см. § 6.3) разработал две новые турбины с большими нерегулируемыми отборами пара для целей теплофикации. Обе турбины, являясь конденсационными, имеют весьма значительные отборы пара на теплофикацию, поэтому им присвоена марка КТ.

Турбина КТ-1070-60/1500-3 питается от ядерного реактора ВВЭР-1000 и при номинальном режиме имеет мощность 1070 МВт и теп-

ловую нагрузку 1400 МВт (1200 Гкал/ч). Турбина при начальных параметрах 5,89 МПа и 274 °С потребляет 6670 т/ч пара, имеет двухступенчатый СПП и давление в конденсаторе 5,9 кПа. Большие отборы пара позволили уменьшить число цилиндров: турбина состоит из одного семиступенчатого ЦВД, унифицированного с ЦВД турбины К-1000-60/1500-2 (см. § 6.3.10), и двух двухпоточных семиступенчатых ЦНД.

Турбина КТ-1100-60/1500-4 имеет номинальную электрическую мощность 1100 МВт и тепловую мощность 525 МВт (450 Гкал/ч), но в отличие от турбины КТ-1070-60/1500-3 выполнена с тремя ЦНД.

Контрольные вопросы и задачи

1. Почему удельный расход теплоты на выработку электроэнергии для конденсационного потока всегда больше, чем для потока отбора?

2. Почему в большинстве случаев ТЭЦ имеют избыточную компоновку?

3. Турбины Р-50-130/13 и Р-100-130/13 на номинальном режиме отпускают соответственно 880 и 1700 ГДж теплоты. Определите удельные расходы теплоты на производство электроэнергии для этих турбоустановок в предположении, что их механический КПД одинаков и равен 0,99, а КПД электрических генераторов соответственно равен 0,976 и 0,987. Вычислите удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении. Какая из турбоустановок более экономична?

Литература

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ ДЛЯ ПРИВОДА ПИТАТЕЛЬНЫХ НАСОСОВ И ВОЗДУХОДУВКОВ КОТЛОВ

1.1. ПРИМЕНЕНИЕ ТУРБИН ДЛЯ ПРИВОДА ПИТАТЕЛЬНЫХ НАСОСОВ

Для привода питательных насосов ПТУ тратится значительное количество энергии (3,7 - 4 % номинальной мощности для ПТУ на 24 МПа). Поэтому уменьшение затрат энергии на привод питательного насоса путем

4. Участие ли турбина с противодавлением в регулировании частоты сети, если включен регулятор противодавления? Как работает система защиты турбины от разгона при внезапном отключении генератора от сети?

5. Вычислите удельный расход пара на производство электроэнергии для турбин с противодавлением, представленных в табл. 7.1. Можно ли по этому показателю судить о совершенстве этих турбин?

6. Почему системы регулирования турбин с регулируемыми отборами пара выполняют связанными?

7. Каковы преимущества регулирующей диафрагмы с несколькими рядами окон перед диафрагмой с одним рядом окон?

8. Почему турбины с отборами пара предпочтительно выполнять с сопловым парораспределением?

9. В чем состоит выигрыш от использования ступенчатого подогрева сетевой воды? Ухудшает ли он конструкцию турбины?

10. Когда работа теплофикационной турбины с использованием встроенного в конденсатор теплофикационного пучка является выгодной?

11. Почему опорная поверхность ЦНД теплофикационных турбин стремится максимально приблизить к горизонтальному разному?

12. Почему для теплофикационных установок редко используют промежуточный перегрев пара?

13. Можно ли в турбине с промежуточным отбором пара в противодавлении соединить одновременное автоматическое регулирование давления в отборе и в выходном патрубке в мощности?

14. В чем преимущества и недостатки установки двух упорных подшипников в турбине ПТ-60-130 ДМЗ?

15. Как осуществляется регулирование температуры прямой сетевой воды при снижении электрической мощности в турбине с нерегулируемыми отборами пара на теплофикацию?

соответствующего выбора двигателя имеет большое значение.

Для турбоустановок небольшой мощности и на умеренные параметры пара для привода питательного насоса используют электрический двигатель переменного тока. Основным достоинством электрического привода является простота его эксплуа-

тации, особенно в том случае, когда роторы насоса и электродвигателя связаны жестко. Правда, в этом случае регулирование расхода питательной воды осуществляется частично отключением отдельных насосов, частично регулирующим питательным клапаном котла путем дросселирования. Бесполезная трата энергии при снижении расхода питательной воды в этом случае имеет не столь большое значение, поскольку при низких давлениях свежего пара расход на привод питательного насоса не превышает 2—2,5 % мощности установки.

С повышением начальных параметров и мощности такой путь становится нецелесообразным, поскольку, во-первых, потеря энергии за счет дросселирования в питательном клапане становится уже ощутимой и, во-вторых, дросселирование в области высоких давлений приводит к износу клапана, чем снижается надежность питания котла.

Поэтому регулирование расхода питательной воды стали производить изменением частоты вращения насоса. Принципиально это можно делать изменением частоты вращения либо электродвигателя, либо только насоса (при неизменной частоте двигателя). Первый способ не нашел применения на электростанциях из-за его малой надежности, хотя и имеются перспективы использования двигателей. Распространение получил способ изменения частоты вращения насоса с помощью гидромукты.

Принципиальное устройство гидромукты показано на рис. 8.1. Она представляет собой два диска с радиальными лопатками, в полость между которыми подается жидкость. Ведущее колесо работает как колесо насоса, подавая масло на лопатки ведомого (турбинного) колеса и тем самым вращая его. Изменением степени заполнения полости дисков можно изменять частоту вращения ведомого вала, т. е. изменять его частоту вращения.

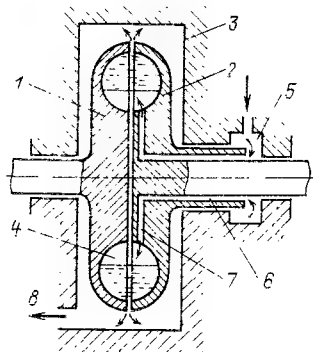


Рис. 8.1 Устройство гидромукты:

1, 2 — колеса ведущего и ведомого роторов, 3 — корпус, 4 — лопатки, 5 — подвод и слив масла, 6 — кольцевая щель, 7 — радиальное отверстие

Введение гидромукты повышает экономичность при частичных нагрузках и надежность питательной арматуры, но в то же время значительно снижает основное преимущество электропривода — его простоту. Кроме того, рост необходимой на номинальном режиме производительности насоса потребовал увеличения его частоты вращения (для уменьшения его размеров), а это вызвало необходимость установки между насосом и двигателем повысительного редуктора (мультипликатора), что дополнительно усложнило электропривод.

Решающим обстоятельством для перехода к турбинному приводу питательных насосов явился дальнейший рост параметров и единичной мощности блоков. При мощности питательной установки свыше 8—10 МВт требуется установка нескольких электронасосов, так как в настоящее время требуемая мощность — предельная для имеющихся электродвигателей. Это удорожает и усложняет блок и его эксплуатацию.

Расчеты и практика эксплуатации показали, что при мощности блока 300 МВт и выше турбинный привод питательных насосов предпочтительнее.

При использовании паровой турбины для привода насоса проблема получения повышенной переменной частоты вращения сильно облегчается, так как необходимость в мультипликаторе и гидромукфе отпадает. Наоборот, повышенная частота вращения позволяет создать прежде всего компактный насос. Например, переход с частоты вращения 3500 об/мин к 5500 об/мин для питательного насоса блоков 1000 МВт с реакторами типа ВВЭР-1000 позволяет в его проточной части вместо трех ступеней применить всего одну ступень с двусторонним подводом и уравновешенным осевым усилием. Наряду с этим повышение частоты вращения позволяет создать очень компактную приводную турбину. Точно так же нет никаких проблем с получением необходимой мощности таких турбин. Большим достоинством турбопривода является его независимость от внешней электрической сети.

Приводная турбина должна питаться паром из отбора главной турбины, ибо в противном случае это будет равносильно установке на станции дополнительной турбины малой мощности, что неоправданно. Наоборот, питание конденсационной приводной турбины из отбора позволяет увеличить экономичность турбины, так как при заданной мощности турбоустановки уменьшается расход пара через последнюю ступень главной турбины и тем самым уменьшается потеря с выходной скоростью (либо при той же выходной потере можно увеличить мощность главной турбины).

Использование турбоприводов порождает и ряд трудностей: тепловая схема турбоустановки усложняется, нелегкую проблему представляет обеспечение надежности облопачивания последней ступени конденсационной приводной турбины при переменной частоте вращения.

Включение приводной турбины в тепловую схему основной турбины может быть различным.

Ясно, что чем ниже будет давление отбираемого пара, тем более экономичным будет цикл с турбинным приводом питательного насоса, поскольку пар совершит большую работу до того, как он будет направлен в приводную турбину. Однако сниженные начальные параметры пара потребуют увеличенного расхода пара на приводную турбину, что вызовет увеличение ее размеров и затрат на изготовление, которые могут не окупиться получаемыми выгодами.

Отработавший в приводной турбине пар может быть использован также по-разному. Приводную турбину можно выполнять с противодавлением и направлять отработанный пар обратно в главную турбину или регенеративный подогреватель. В этом случае приводная турбина будет простой и дешевой, однако она не сможет работать, если не работает главная турбина. Поэтому параллельно с турбопитательным агрегатом необходимо устанавливать питательный насос с электроприводом, который будет работать при пусках, когда основная турбина не работает. Естественно, что это усложняет турбинную установку и ее эксплуатацию.

Для блоков мощностью 500, 800 МВт и выше наиболее целесообразной является приводная конденсационная турбина с собственным конденсатором, надежность которой достаточно высока, чтобы не требовать резервирования, а автономность позволяет не иметь в схеме пусковых и резервных питательных электронасосов. Однако следует подчеркнуть, что условия работы такой турбины весьма тяжелы и ее надежная работа может быть обеспечена лишь при тщательном учете этих условий.

Прежде всего приводная турбина работает при переменной частоте вращения, что вызывает большие вибрационные нагрузки лопаточного аппарата. Поэтому ее лопатки приходится выполнять с увеличен-

ными хордами и большим количеством проволочных связей.

При изменении нагрузки основной турбины изменяется давление в отборе и, следовательно, перед приводной турбиной. Температура при этом отклоняется сравнительно мало. Таким образом, приводная турбина работает фактически со скользящими начальными параметрами. Следует подчеркнуть, что при этом объемный расход пара через турбину практически не изменяется в широком диапазоне нагрузок. В этом случае, конечно, целесообразно применять дроссельное парораспределение с полным открытием регулирующих клапанов на номинальном режиме.

Свои особенности имеет и система регулирования приводной турбины. Если в конденсационной турбине система регулирования обязана поддерживать постоянной частоту вращения (в пределах степени неравномерности), а в турбине с регулируемыми отборами — еще и постоянство давления в отборах, то регулирование приводной турбины должно не только обеспечивать постоянство частоты вращения при установившемся режиме работы главной турбины, но и само изменять частоту вращения приводной турбины так, чтобы расход питательной воды как можно больше соответствовал расходу пара через глав-

Таблица 8.1. Приводные и приводимые агрегаты энергоблоков

Энергоблок	Приводная турбина			Приводимые агрегаты		
	Тип	Завод-изготовитель	Количество на блок	Питательный насос	Бустерный насос	Воздуходувка
К-300-240	Р-12-15П (ОР-12ПМ)	КТЗ	1	ПН-1135-340	—	
	Р-12-14П	ЛО Пролетарский завод	1	ПН-1135-340	—	—
К-500-240	К-11-10П (ОК-18ПУ-500)	КТЗ	2	ПН-950-350 ПН-1500-350	ПД-1600-180М	—
К-800-240	К-17-15П (ОК-18ПУ-800)	КТЗ	2	ПН-1500-350	ПД-1600-180М	
	Р-6-9П (ОР-12-ПВ)	КТЗ	2	—	—	ВДН-36×2
	К-7-10П (ОК-18ПВ-800)	КТЗ	2	—	—	ВДН-36×2
К-1200-240	К-17-17П (ОК-18ПУ-1200)	КТЗ	3	ПН-1500-350	ПД-1600-180	—
	К6-10П (ОК-18ПВ-1200)	КТЗ	3			ВДН-36×2
К-500-60/1500	К-12-10П (ОК-12А)	КТЗ	1	ПТ-3750-75	—	—
К-1000-60/1500	К-12-10П (ОК-12А)	КТЗ	2	ПТ-3750-75	—	—
Г-250-240	Р-12-22П	ЛО «Пролетарский завод»	1	ПТН-1100-350-24		

Примечание В скобках — старые обозначения.

Таблица 8.2. Основные технические характеристики и параметры турбин для привода питательных насосов

Характеристика	Турбина						
	Р-12-15П	Р-12-14П	К-11-10П	К-17-15П	К-17-17П	К-12-10П	Р-12-22П
Номинальная мощность, кВт	12 500	12 500	11 350	17 150	17 100	11 600	12 000
Номинальная частота вращения, с ⁻¹	100	86,7	76,67	77,75	77,67	58,33	86,67
Диапазон изменения частоты вращения, с ⁻¹	87,7-100		44,3-78,3	44,3-78,3	44,3-78,3	41,3-58,3	
Номинальные параметры перед стопорным клапаном:							
давление, МПа	1,52	1,44	1,01	1,44	1,65	0,97	2,2
температура, °С	450	443	377	432	445	248	501
Давление в конденсаторе, кПа			4,76	6,87	6,87	5,88	
Противодавление, МПа	0,12	0,24	—	—	—	—	0,66
Температура охлаждающей воды, °С			15	15	15	22	—
Расход пара через стопорный клапан, кг/с	31,7	31,7	14,79	20,64	20,19	19,11	45,8

Примечание КПД для турбин К-17-15П и К-12-10П соответственно 82,4 и 80,5 %

Таблица 8.3. Основные технические характеристики и параметры турбин для привода воздухоувоков

Продолжение табл. 8.3

Характеристика	Турбина		
	Р-6-9П	К-7-10П	К-6-10П
Номинальная мощность, кВт	6440	6500	6300
Номинальная частота вращения, с ⁻¹	100	78,33	78,33
Диапазон изменения частоты вращения, с ⁻¹	50-100	42,5-78,3	42,5-78,3
Номинальные параметры пара перед стопорным клапаном:			
давление, МПа	0,88	0,89	0,76
температура, °С	380	375	355

Характеристика	Турбина		
	Р-6-9П	К-7-10П	К-6-10П
Давление пара в конденсаторе, кПа		4,41	4,41
Противодавление, МПа	0,15		—
Температура охлаждающей воды, °С	—	15	15
Расход пара через стопорный клапан, кг/с	19,72	8,63	8,75
Внутренний относительный КПД, %	84,0	83,4	83,4

ную турбину. В этом случае не возникает необходимости в дросселировании питательной воды питательным клапаном котла, отрицательные последствия которого указаны выше. Иными словами, система регулирования приводной турбины должна функционировать не только как система регулирования, но и как система управления.

Смазка подшипников турбопитательного агрегата обычно осуществляется централизованно от тех же источников масла, что и подшипников главной турбины. Приводная турбина хотя и имеет меньшую мощность, чем главная, тем не менее часто работает в более тяжелых условиях. Поэтому она снабжена системой защиты, имеющей практически все элементы, содержащиеся в системе защиты главной турбины.

В табл. 8.1 представлены данные турбин, выпускаемых в основном Калужским турбинным заводом, и приводимых агрегатов (питательных и бустерных насосов, воздуходувок котлов), используемых для мощных энергоблоков.

В табл. 8.2 и 8.3 представлены основные технические характеристики и параметры турбин для привода питательных насосов и воздуходувок.

4.2. КОНСТРУКЦИИ ПРИВОДОВ ТУРБИН КАЛУЖСКОГО ТУРБИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ЗАВОДА

Турбина Р-12-15П предназначена для привода питательного насоса блока мощностью 300 МВт. Ее включение в тепловую схему было показано на рис. 6.10. При номинальном режиме работы начальные параметры пара 1,47 МПа и 450 °С; при частоте вращения 100 1/с турбина развивает мощность 12,5 МВт. Изменением частоты вращения турбины обеспечивается снижение нагрузки блока до 30 % номинальной.

Продольный разрез турбины показан на рис. 8.2.

Пар из нерегулируемого отбора проходит стопорный клапан, два дроссельных и регулирующих клапана и подается в паровую кольцевую коробку. После расширения в семи ступенях пар при давлении 0,225 МПа направляется в паропровод нерегулируемого отбора.

Диски ротора откованы заодно с валом и имеют разгрузочные отверстия для уменьшения осевого усилия. Первые четыре ступени имеют по высоте постоянный профиль рабочих лопатки, а три последние — переменный.

Корпус турбины — литой, из четырех частей, соединяемых горизонтальными и вертикальными разъемами. Сопловой аппарат первой ступени прикреплен непосредственно к корпусу. Диафрагмы остальных ступеней установлены в расточках корпуса. Все диафрагмы имеют козырьки для установки надбандажных уплотнений рабочих лопаток. Все диафрагмы — сварные.

Корпус турбины опирается на корпуса подшипников посредством лал, являющихся продолжениями нижних фланцев. Между лапами и опорными поверхностями установлены поперечные шпонки.

В корпусе переднего подшипника размещен опорно-упорный подшипник, причем упорный диск используется также в качестве датчика частоты вращения (см. рис. 3.72). На крышке корпуса установлен блок регулирования, в том числе сервомотор, перемещающий тяги привода регулирующих клапанов. В корпусе заднего подшипника расположены второй опорный подшипник и муфта, соединяющая ротор турбины с ротором питательного насоса. Нижняя половина корпуса подшипника отлита заодно с корпусом турбины.

Центровка корпусов переднего подшипника и турбины, а также корпуса турбины и задней опоры производится вертикальными шпонками.

Задняя опора закреплена на фундаменте неподвижно. Корпус переднего подшипника установлен на двух

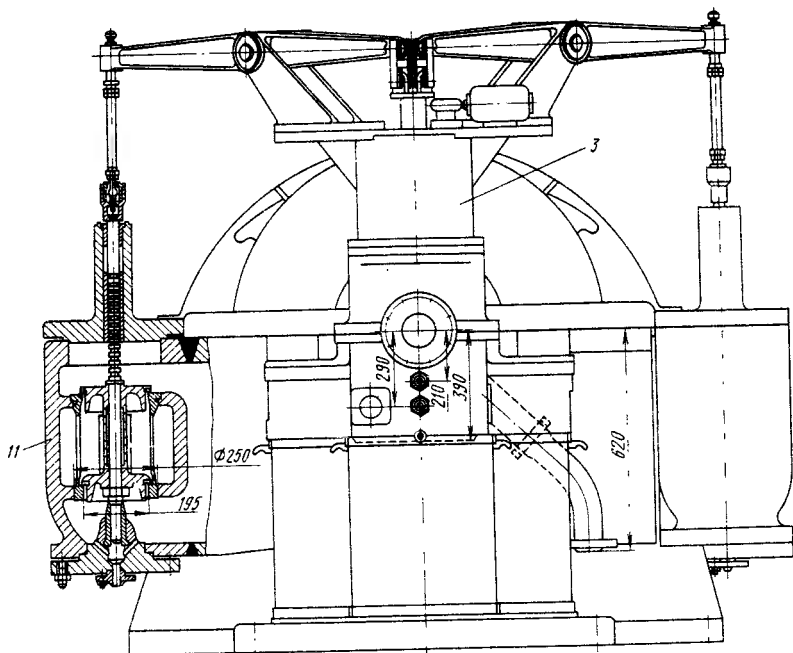
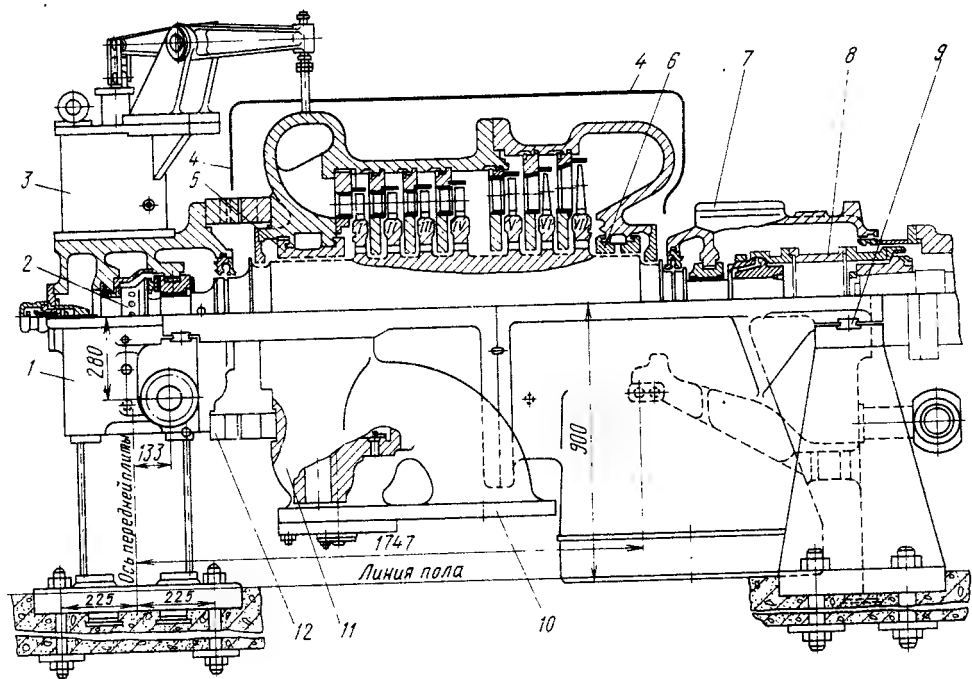


Рис. 8.2. Турбина Р-12-15П КТЗ для привода питательных насосов блоков мощностью 300 МВт:

1 — корпус переднего подшипника; 2 — котесо насоса-регулятора; 3 — блок регулирования; 4 — обшивка; 5 — переднее уплотнение; 6 — заднее уплотнение; 7 — корпус заднего подшипника; 8 — гибкая муфта; 9 — поперечная шпонка под талой; 10 — паровпускной патрубков; 11 — корпус дроссельного клапана парораспределения; 12 — вертикальная шпонка

гибких опорах, которые могут изгибаться в продольном направлении при тепловых расширениях корпуса.

При неработающей турбине и ее нагрузках до 30 % питание котла водой обеспечивает насос, приводимый электродвигателем через редуктор и гидромфуту. При нагрузках блока свыше 30 % это осуществляет турбопитательный агрегат. При установившемся режиме работы турбостановки, когда расход питательной воды незначительно отличается от расхода пара через стопорный клапан главной турбины (обычно питательный насос имеет небольшой запас по производительности), система регулирования турбины поддерживает частоту вращения постоянной, как и в обычной турбине с противодавлением при ее работе по электрическому графику. Для изменения частоты вращения турбонасоса при изменившейся нагрузке турбины используются два импульса, один из которых зависит от расхода пара через главную турбину, а второй — от расхода воды через питательный насос. Такими импульсами являются давление пара в камере регулирующей ступени основной турбины (оно пропорционально расходу пара через турбину) и давление питательной воды после ПВД, отражающее расход питательной воды. Регулятор производительности турбонасоса сравнивает поступающие сигналы и вырабатывает суммарный сигнал, перемещающий трансформатор давления. Таким образом, в системе управления автоматически производится то, что делал бы машинист турбины, перемещая механизм управления золотник трансформатора давления (сменяя статическую характеристику регулирования — см. § 4.2). Поэтому выше отмечалось, что система регулирования приводной турбины выполняет некоторые функции управления.

Смещение золотника трансформатора давления приводит в работу дальнейшие звенья, вызывая пере-

становку регулирующих клапанов приводной турбины в той степени, в какой это необходимо для сбалансирования расхода питательной воды и расхода пара через главную турбину.

Система защиты турбины включает бойковый автомат безопасности, реле падения давления смазки подшипников, дистанционный и местный выключатели, обеспечивающие посадку стопорного клапана в аварийных ситуациях. Специальное реле в этом случае подает импульс на закрытие регулирующих клапанов.

Турбина К-17-15П предназначена для привода питательных насосов блока 800 МВт. Блок содержит по два турбонасосных агрегата без пускорезервных электронасосов.

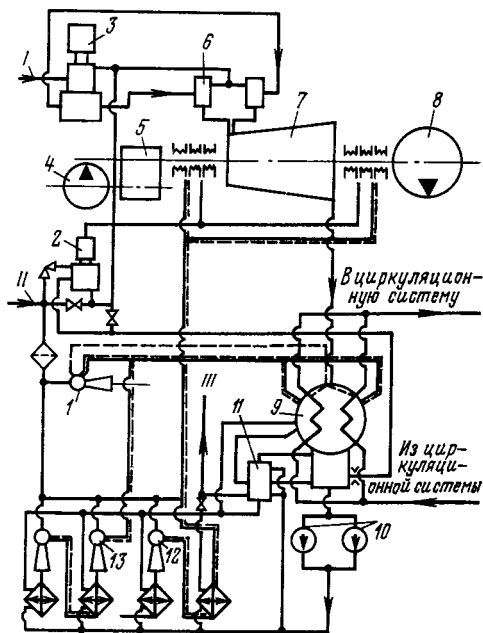


Рис. 8.3. Принципиальная тепловая схема приводной турбины КТЗ с индивидуальным конденсатором:

1 — 13 — пусковой и основной эжекторы; 2 — регулятор уплотнений; 3 — стопорный клапан; 4, 8 — бустерный и питательный насосы; 5 — редуктор; 6 — регулирующие клапаны; 7 — приводная турбина; 9 — конденсатор; 10 — конденсатный насос; 11 — регулятор уровня конденсата в конденсаторном сборнике; 12 — эжектор системы отсоса; I — пар из горячей нитки промежуточного перегрева или БРУ ТПН; II — пар из уравнивательной линии деаэраторов; III — в конденсатор главной турбины

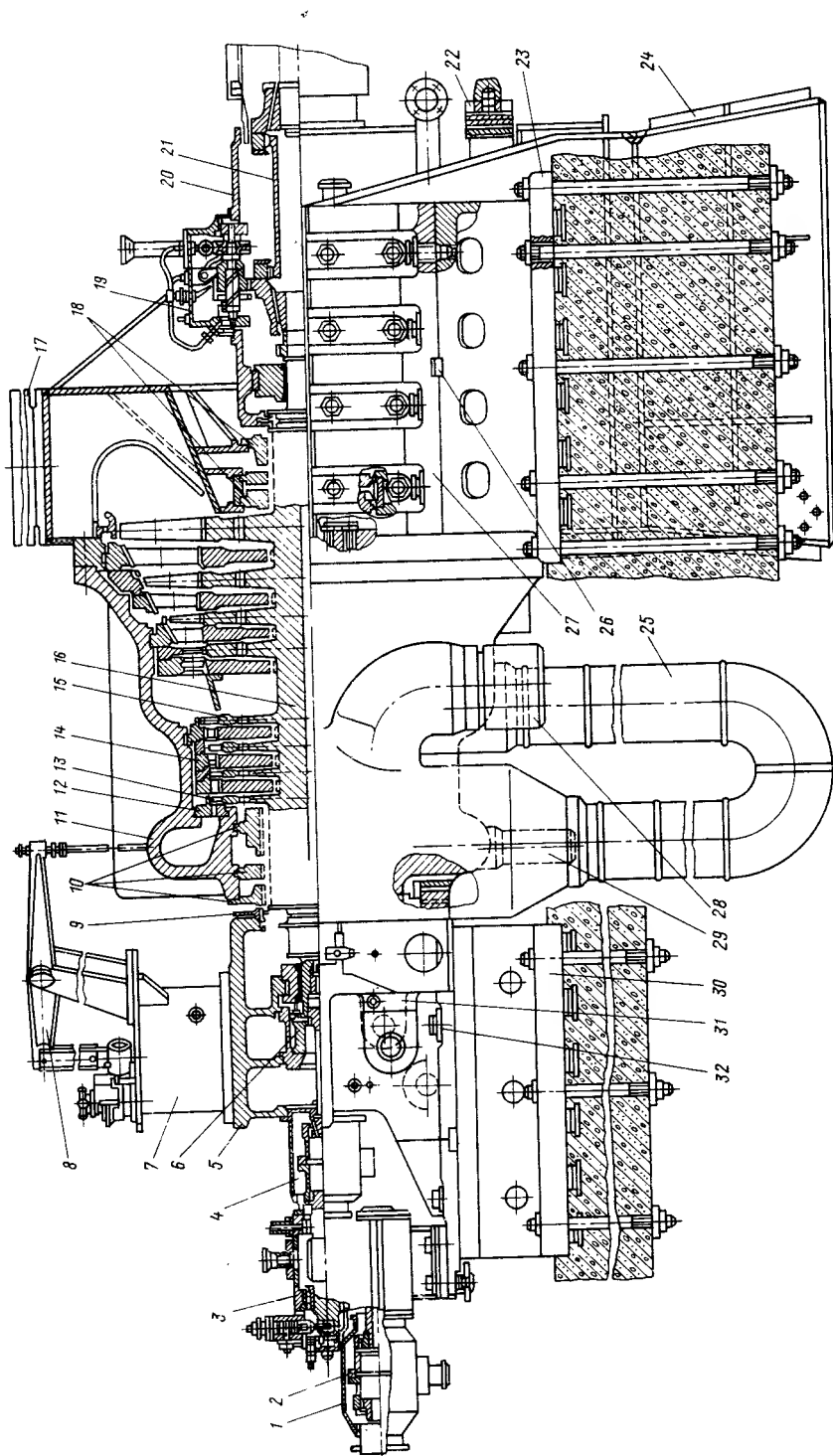


Рис. 8.4. Турбина К-17-15П КТЗ для привода питательных насосов блока 800 МВт:

- 1 - кожух муфты; 2 - муфта, соединяющая ротор турбины с бустерным насосом (через редуктор); 3 - редуктор; 4 - крышка корпуса переднего подшипника; 5 - муфта зубчатая; 6 - блок регулирования; 7 - упорный диск подшипника; 8 - рычаг парораспределения; 9 - экран; 10 - обод переднего уплотнения; 11 - корпус турбины; 12 - сегмент сопла; 13 - щиток над рабочими лопатками; 14 - диафрагма; 15 - диск; 16 - ротор; 17 - атмосферный клапан (разрывная диафрагма); 18 - заднее уплотнение; 19 - валоповоротное устройство; 20 - крышка корпуса заднего подшипника; 21 - муфта; 22 - вертикальная шпонка; 23 - задняя фундаментная рама; 24 - головина конденсатора; 25 - переносная труба; 26 - поперечная шпонка; 27 - выходной патрубок; 28 - подвод пара к турбине из отбора главной турбины; 29 - патрубок отбора пара из переднего уплотнения; 30 - передняя фундаментная рама; 31 - корпус переднего подшипника; 32 - дистанционный болт

На рис. 8.3 показана тепловая схема приводной паровой турбины с индивидуальным конденсатором, используемая с малыми изменениями для всех турбин КТЗ такого типа. Пар из отбора главной турбины поступает через стопорный клапан к двум регулирующим клапанам и из них — в приводную турбину. Отработавший пар направляется в конденсатор, охлаждаемый водой из циркуляционного водовода главной турбины. Конденсат после деаэрации в конденсатосборнике двумя конденсатными насосами через холодильники эжектора отсоса пара из уплотнений и основного эжектора конденсатора приводной турбины направляется в конденсатосборник главной турбины.

Концевые уплотнения турбины питаются от регулятора уплотнений, использующего пар с давлением 0,7 МПа из разделительной линии деаэраторов блока. Пар утечек из последних камер концевых уплотнений, штоков стопорного и регулирующих клапанов отсасывается эжектором уплотнений.

Неконденсирующиеся газы отсасываются из конденсатора основным двухступенчатым пароструйным эжектором. Пусковой пароструйный эжектор отсасывает воздух из циркуляционных водоводов и ускоряет набор вакуума при пуске. Все эжекторы питаются от разделительной линии деаэраторов.

Для автоматического поддержания постоянного уровня воды в конденсатосборнике конденсатора предусмотрен регулятор уровня.

Пуск турбины и ее работа при режимах, которые не могут быть обеспечены отбором из главной турбины, производится паром от постороннего источника (общестанционной магистрали, БРУ ТПН, от соседнего блока).

Турбина (рис. 8.4) имеет дроссельно-обводное парораспределение. Пар к приводной турбине поступает из отбора главной турбины через стопорный клапан к двум клапан-

ным коробкам, в каждой из которых размещены по одному односедельному разгруженному дроссельному клапану и непосредственно связанному с ним байпасному клапану. Байпасные клапаны вступают в работу при переходных режимах главной турбины и при нагрузке на ней менее 50—60 %, когда вследствие снижения давления пара в отборе главной турбины возрастают удельные объемы пара. Пар при этом перепускается в камеру за IV ступенью приводной турбины.

Проточная часть турбины состоит из четырех ступеней, за которыми следует перегрузочная камера и затем еще четыре ступени. Последняя ступень имеет высоту рабочей лопатки 350 мм при среднем диаметре 1270 мм. Если учесть, что частота вращения турбины даже в рабочих условиях более чем в 1,6 раза превышает частоту вращения главных турбин, и принять во внимание переменность частоты вращения, то становится ясным, что последняя лопатка несмотря на свою небольшую длину близка к предельной.

Ротор турбины — цельнокованный, жесткий. Он опирается на подшипники по такой же схеме, как у турбины Р-12-15П. Передний конец вала через зубчатую муфту связан с редуктором и затем с ротором бустерного (предвключенного) насоса. Задний конец вала через зубчатую муфту соединен с валом питательного насоса.

Корпус турбины состоит из двух частей: передняя часть выполнена литой, а задняя, направляющая пар в конденсатор, — сварной; эти части соединены вертикальным фланцем.

Корпус турбины опирается на корпус переднего подшипника посредством лап. Взаимная центровка осуществляется двумя поперечными шпонками, установленными между лапами и их опорными поверхностями, и вертикальной шпонкой. Нижняя половина корпуса заднего под-

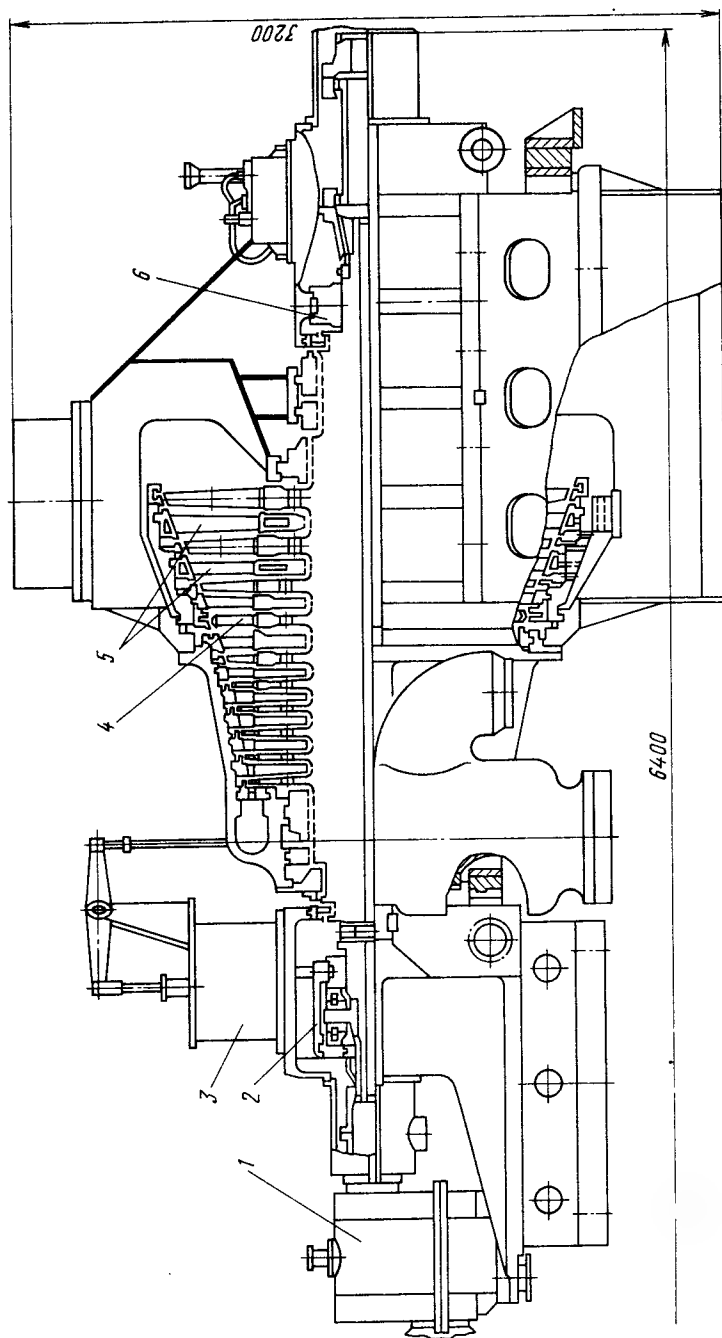


Рис. 8.5. Конструкция приводной турбины К-12-10П:

1 - редуктор; 2 - опорно-упорный подшипник; 3 - блок регулирования; 4 - ступень-сепаратор; 5 - диафрагма; 6 - подшипник задний опорный

шипника приварена к выходному патрубку.

Задняя часть турбины опирается на фундаментные рамы боковыми лапами, на их опорных поверхностях размещены поперечные шпонки, пересечение оси которых с вертикальной плоскостью турбины образует фиксипункт.

Турбина К-12-10П (ОК-12А) по условиям экономичности блоков, предназначенных для АЭС, спроектирована на низкие начальные параметры пара. Пар в турбину поступает после СПП главной турбины с примерно постоянной температурой при изменении давления в пределах 1,1—0,45 МПа. Диапазон изменения частоты вращения обеспечивает изменение нагрузки главной турбины от 100 до 40 %. При малых нагрузках, пусках и аварийных ситуациях турбина питается паром от БРУ ТПН.

Конструкция турбины показана на рис. 8.5. Ее проточная часть состоит из 10 ступеней. В турбине применены эффективные способы влагоудаления: периферийная и внутриканальная сепарации, а также ступень-сепаратор. Учитывая широкий диапазон возможных частот вращения и неизбежную работу лопаточного аппарата в условиях резонанса (см. § 11.2), завод принял меры по снижению уровня колебаний лопаток и повышению их динамической прочности.

На рис. 8.6 показана схема маслоснабжения турбины. Масло марки Т22 с давлением не менее 200 кПа поступает из системы смазки главной турбины и разделяется на два потока. Первый поток поступает на смазку подшипников питательного и бустерного насосов и приводной турбины, а также через маслоохладители — на смазку редуктора, через который приводится бустерный насос. Второй поток масла поступает на всасывание отдельно установленных центробежных масляных насосов системы регулирования и защиты приводной

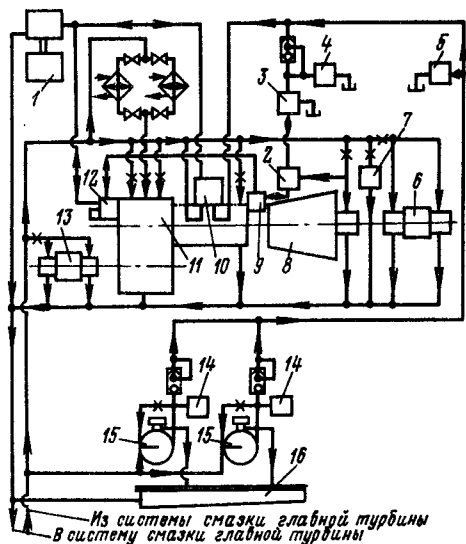


Рис. 8.6. Принципиальная схема маслоснабжения приводной турбины К-12-10П:

1 — стопорный клапан; 2 — реле давления смазки; 3 — выключатель дистанционный; 4 — гидроаккумулятор; 5 — регулятор уплотнений; 6 — питательный насос; 7 — валоповоротное устройство; 8 — приводная турбина; 9, 12 — затвор автоматический; 10 — блок регулирования; 11 — редуктор; 13 — бустерный насос; 14 — реле давления; 15 — насос системы регулирования; 16 — бак сбора протечек

турбины, повышающих давление масла до 1 МПа. Включение резервного насоса системы регулирования производится автоматически реле давления при снижении давления до 0,8 МПа.

Турбина имеет все виды защит, предусматриваемых для конденсационной турбины: от разгона (два бойковых автомата безопасности, один из которых установлен на валу турбины, а второй — на валу шестерни редуктора, отключают турбину при частоте вращения 3850—3920 об/мин), осевого сдвига ротора, повышения давления в конденсаторе (более 60 кПа), понижения давления в системе регулирования (ниже 0,7 МПа). Кроме того, она отключается при срабатывании защит питательного и бустерного насосов, а также при воздействии дистанционного выключателя.

Для поддержания давления

в системе регулирования при кратковременной (до 3 с) потере напряжения собственных нужд и исключения срабатывания защиты предусмотрен гидроаккумулятор. Отрабатывшее масло возвращается в систему смазки главной турбины.

Конденсатор приводной турбины — регенеративный, двухходовой, с поверхностью охлаждения 1650 м² «веерной» компоновки с трубками из мельхиора марки МНЖ-5-1 диаметром 22/20 мм, с поперечным расположением относительно оси турбины.

Турбина Р-6-9П (ОР-12ПВ) КТЗ построена на базе турбины Р-12-15П и предназначена для привода через редуктор с передаточным отношением 6,52 воздухоудвки ВДН-36×2 котлов блоков 800 МВт. При изменении частоты вращения в диапазоне 50—100 с⁻¹ при двух работающих воздухоудвках обеспечивается производительность котла в пределах 40—100 %. При растопке котла и при нагрузке менее 50 % используют одну воздухоудвку.

На рис. 8.7 показана тепловая схема установки. При нагрузке 100—30 % приводная турбина питается из четвертого отбора главной турбины, а при меньших нагрузках использует пар из общестанционной магистрали с параметрами 1,3 МПа и 350—400 °С. Отрабатывший пар поступает на калориферы для предварительного подогрева воздуха, идущего в топку котла, конденсат отработавшего пара из калориферов самотеком направляется в конденсатор главной турбины. Избыток пара направляется в ПНД2.

Продольный разрез турбины Р-6-9П представлен на рис. 8.8. Турбина имеет дроссельное парораспределение. Ее проточная часть состоит из шести ступеней с полным подводом пара.

Большая удаленность воздухоудков от главной турбины обусловила применение индивидуальной си-

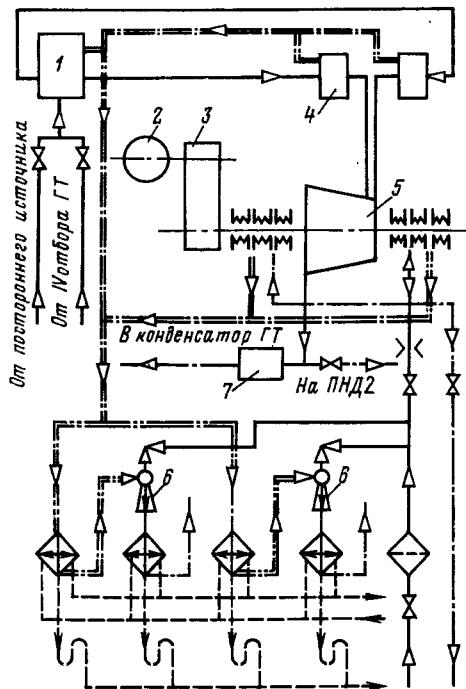


Рис. 8.7. Принципиальная тепловая схема приводной турбины Р-6-9П:

1 — стопорный клапан; 2 — дутьевой вентилятор; 3 — редуктор; 4 — регулирующий клапан; 5 — паровая турбина; 6 — эжекторы уплотнений; 7 — калориферы

стемы маслоснабжения каждой воздухоудвки и ее приводной турбины (рис. 8.9). Из масляного бака два главных масляных насоса (один из них — резервный) через фильтры очистки и маслоохладители подают масло на смазку подшипников. Отрабатывшее масло стекает в бак. Аварийный масляный насос питается от аккумуляторной батареи. В нормальных условиях главный масляный насос создает давление 0,7—0,75 МПа, при падении давления масла до 0,6—0,65 МПа включается резервный насос, а при 0,25 МПа — аварийный.

Часть масла от главного масляного насоса поступает в систему регулирования и защиты (при частоте вращения, меньшей 85 %

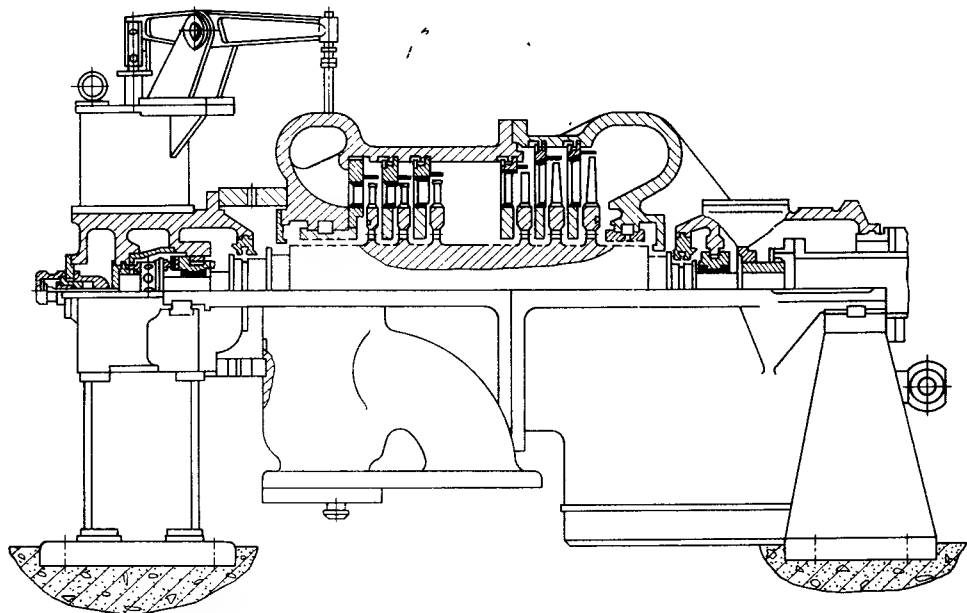


Рис. 8.8. Приводная турбина Р 6-9П

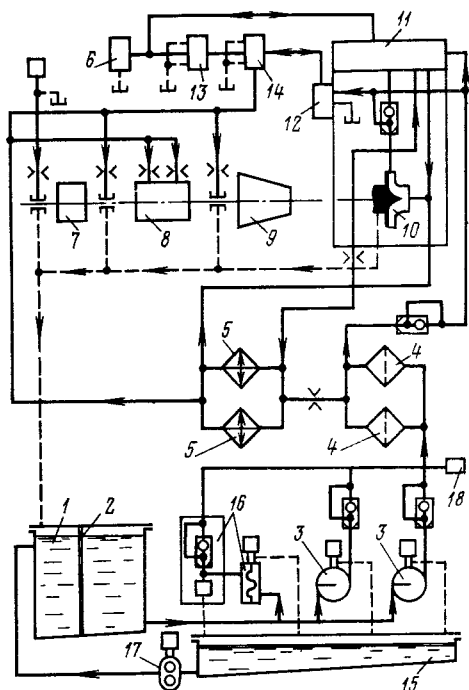


Рис. 8.9. Принципиальная схема маслоснабжения приводной турбины Р-6-9П:

1 — маслобак; 2 — фильтр грубой очистки; 3 — главный масляный насос; 4 — фильтр тонкой очистки; 5 — маслоохладитель; 6 — стопорный клапан; 7 — дутьевой вентилятор; 8 — редуктор; 9 — турбина паровая; 10 — насос-регулятор; 11 — блок регулирования; 12 — затвор автоматический; 13 — выключатель дистанционный; 14 — реле давления смазки; 15 — бак сбора протечек; 16 — насос аварийный с блоком сбросного и обратного клапанов; 17 — насос перекачки протечек; 18 — реле включения резервного главного масляного насоса

На рис. 8.10 показана система регулирования. При установившемся режиме работы блока, когда производительность воздухоудвки постоянна, система регулирования поддерживает ее частоту вращения неизменной. При необходимости изменить производительность воздухоудвки из-за изменения режима работы блока котельный регулятор вырабатывает сигнал, поступающий на механизм управления 3, воздействующий на пружину трансформатора давления. Это воздействие аналогично воздействию оператора на механизм управления турбиной, и поэтому система регулирования выводит турбину на новую частоту

номинальной). При большей частоте вращения питание системы регулирования осуществляется насосом-регулятором.

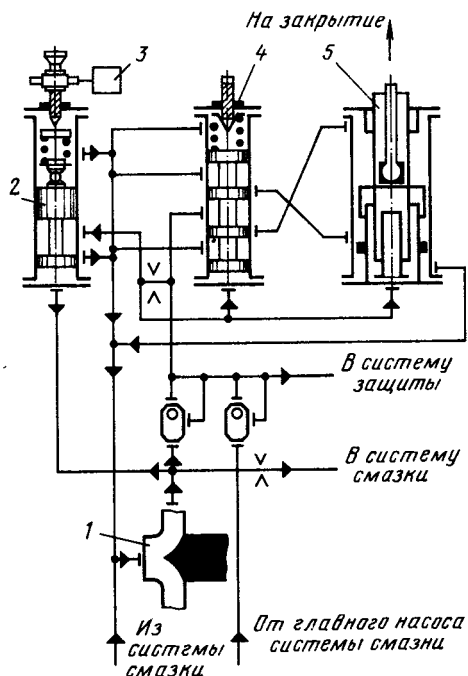


Рис. 8.10. Принципиальная схема широкодиапазонной гидродинамической системы регулирования привода турбины Р-6-9П:

1 — насос-регулятор; 2 — трансформатор давления; 3 — механизм управления; 4 — отсечной золотник; 5 — сервомотор

вращения (см. § 7.3) и на новую производительность воздухоудвки.

Приведем краткие сведения по другим приводным турбинам.

Турбина Р-12-14П объединения «Пролетарский завод» (г. Ленинград) питается паром из отбора за XVI ступенью главной турбины К-300-240 ХТЗ. Отрабатывший пар сбрасывается в камеру за XXV ступенью и частично в систему регенерации. Приводная турбина имеет одновенечную регулируемую ступень, питаемую от двух сегментов сопл, и шесть ступеней с полным подводом пара.

Турбины К-11-10П и К-17-17П полностью унифицированы с турбиной К-17-15П и отличаются от нее лишь размерами проточной части. Характерная особенность турбин — возможность работать в широком диапазоне частот вращения, обеспе-

чивая работу блоков 500, 800 и 1200 МВт в режиме скользящего начального давления соответственно в диапазоне нагрузок 80—50, 64—30 и 100—50 %. При питании паром из главной турбины на этих блоках обеспечивается минимальная нагрузка блока соответственно 50, 35 и 45 %. При меньших нагрузках турбины питаются от БРУ ТПН или от постороннего источника.

Парораспределение турбины — дроссельное. Проточная часть включает восемь ступеней. Турбины имеют подшипники специальной конструкции, обеспечивающие критическую частоту вращения ниже рабочего диапазона частот. Конденсатор турбины — двухходовой с поверхностью охлаждения 1200 м².

Турбины К-7-10П и К-6-10П служат для привода воздухоудвок ВДН-36×2 блоков 800 и 1200 МВт. Привод воздухоудвки осуществляется через гибкую муфту и редуктор с передаточным отношением 5,1. В составе блока 1200 МВт воздухоудвки при изменении частоты вращения обеспечивают работу в диапазоне нагрузок 100—45 % при работе котла под наддувом и 100—65 % — при работе под разрежением. При меньших нагрузках и розжиге котла расход воздуха изменяется дросселированием, а пар для турбины берется либо от БРОУ, либо от коллектора собственных нужд.

Турбина имеет дроссельное парораспределение и проточную часть из восьми ступеней. Конструкция каждой из турбин аналогична конструкции турбин К-11-10П, К-17-15П и К-17-17П.

Контрольные вопросы

1. В чем преимущества и недостатки использования гидромуфты?
2. Каковы преимущества использования турбопривода для питательных насосов и воздухоудвок?
3. Каковы преимущества и недостатки использования конденсационных турбин и турбин с противодавлением для привода питательных насосов?
4. В чем особенности системы регулирования и управления приводных турбин?

Основы эксплуатации паротурбинных установок

Глава девятая

СТАЦИОНАРНЫЕ И НЕСТАЦИОНАРНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ТУРБИН И ТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

9.1. НАДЕЖНОСТЬ И ЭКОНОМИЧНОСТЬ — ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ

В эксплуатации ПТУ и паровых турбин к ним предъявляются два основных требования: надежность и экономичность.

Под надежностью ПТУ понимают ее способность к выработке предусмотренной мощности при заданных условиях и режимах эксплуатации. Надежность ПТУ как сложной системы определяется прежде всего надежностью ее оборудования: турбины, конденсационной установки, питательных и конденсационных насосов, деаэраторов, подогревателей и т. д. Чем выше надежность элементов ПТУ, тем выше ее надежность в целом.

Событие, заключающееся в нарушении работоспособности ПТУ, называется отказом. Отказы могут иметь самый различный характер. Отказ, после возникновения которого ПТУ становится полностью неработоспособной, называется полным. Примером полного отказа может служить выход из строя турбины питательного насоса при отсутствии резерва. Если же отказ приводит только к частичной потере работоспособности (например, необходимости ограничения нагрузки из-за повышенных присосов воздуха в конденсатор или выхода из строя части регенеративных подогревателей), то такой отказ называется частичным. Отказ может быть внезапным (например, из-за потери герметичности ЦНД вследствие отрыва рабочей лопатки) и посте-

пенным (например, из-за износа уплотнений или заноса проточной части солями).

Свойство ПТУ или турбины непрерывно сохранять работоспособность называется безотказностью. Безотказность не может быть абсолютной, поскольку из-за наличия дефектов, естественного износа, ошибок изготовления и эксплуатации раньше или позже произойдет отказ работоспособности. Количественной мерой безотказности в работе является наработка на отказ — средняя суммарная (без учета перерывов) продолжительность работы между отказами. Государственный стандарт требует, чтобы турбина при соблюдении правил технической эксплуатации имела наработку на отказ не менее 5000 ч. К сожалению, именно из-за несоблюдения правил технической эксплуатации наработка на отказ оказывается существенно меньше.

Часто для суждения о безотказности работы оборудования используют параметр потока отказов ω — среднее число отказов на одну турбину рассматриваемой серии за 1 ч; хорошо освоенные турбины имеют $\omega = (0,15 \div 0,3) \times 10^{-3}$, т. е. один отказ происходит в среднем через 3—6 тыс. ч работы.

Свойство ПТУ или турбины, заключающееся в приспособленности к предупреждению и обнаружению причин возникновения их отказов, повреждений и устранению их последствий путем проведения ремон-

тов и технического обслуживания, называется ремонтпригодностью. Например, турбина, хорошо оснащенная приборами, особенно записывающими, обладает большей ремонтпригодностью, чем турбина, не имеющая их. Чем проще вскрытие турбины, совершеннее диагностика повреждений и их ликвидация, тем выше ее ремонтпригодность.

Процесс обнаружения и устранения отказа (повреждения) ПТУ или турбины с целью восстановления работоспособности (исправности) называется восстановлением, а время этого процесса — временем восстановления.

Для поддержания высокой надежности оборудование проходит техническое обслуживание, текущий, средний или капитальный ремонт. При текущем и среднем ремонтах заменяются или восстанавливаются поврежденные детали и узлы, контролируются исправность и техническое состояние других узлов, предусмотренное нормативно-технической документацией. При капитальном ремонте производится почти полное восстановление работоспособности и ресурса оборудования с заменой, если требуется, любых его частей. Капитальный ремонт мощных турбин энергоблоков по нормам происходит в течение 50—60 дней. Время между капитальными ремонтами называется межремонтным периодом. Государственный стандарт требует, чтобы межремонтный период составлял не менее четырех лет.

Ясно, что показатели безотказности и ремонтпригодности тесно связаны: оборудование, работающее с частыми отказами даже с малым временем восстановления (например, из-за ложного срабатывания защит) или с редкими отказами, но с большими временами восстановления (например, из-за повреждений проточной части), одинаково ненадежно. Для комплексной оценки надежности используют коэффи-

циент готовности — отношение наработки на отказ к сумме времен наработки на отказ и на восстановление. У освоенных турбин коэффициент готовности составляет 98—99 %, а у осваиваемых может составлять 60—65 %. Государственный стандарт требует, чтобы коэффициент готовности турбин был не ниже 0,97.

В число показателей надежности входят также безопасность и долговечность. Под безопасностью понимают свойство не допускать ситуаций, опасных для обслуживающего персонала и окружающей среды.

Под долговечностью оборудования понимают его свойство сохранять работоспособность в течение определенной предельной наработки (ресурс) или календарного времени (срок службы). Стандарт требует, чтобы срок службы турбины был не менее 30 лет.

Основным показателем **экономичности** турбоагрегата является его относительный электрический КПД $\eta_{\text{оэ}}$ (см. § 1.6), турбинной установки — удельный расход теплоты q , на выработку турбоагрегатом единицы электроэнергии (или выработка электроэнергии на тепловом потреблении), электрической станции — расход условного топлива b , на выработку единицы электроэнергии электростанцией.

Следует подчеркнуть, что требования надежности и экономичности тесно связаны. Ненадежная установка не может быть экономичной. Кажущаяся сиюминутная выгода, заключающаяся в уменьшении расхода топлива за счет снижения надежности (например, за счет чрезмерного ускорения времени пуска), обязательно будет перекрыта расходами на последующий ремонт поврежденного оборудования. Кроме того, нужно обязательно учитывать, что убыток, связанный с ненадежной работой оборудования, необходимо оценивать не только по дополнительным затратам на

ремонт, но и по количеству недо-выработанной продукции в различных отраслях народного хозяйства, которые используют электроэнергию или теплоту ТЭС и ТЭЦ. Подсчитано, например, что часовой простой блока мощностью 300 МВт обходится народному хозяйству в несколько сотен рублей.

Конечно, все это не означает, что экономичность является чем-то второстепенным. Задача эксплуатации как раз и состоит в том, чтобы обеспечить наивысшую экономичность при высокой надежности. Грамотная эксплуатация оборудования, основанная на четком понимании тепловых и механических процессов, протекающих в турбине, на понимании связи турбоагрегата с другим оборудованием, играет исключительно важную роль в обеспечении надежности и экономичности.

Паровая турбина и ее вспомогательное оборудование содержат большое количество узлов и деталей, которые требуют точного соблюдения технологии изготовления, высокой точности сборки и монтажа, а также ремонта. Несмотря на все меры контроля, осуществляемые на этапах, предшествующих вводу турбоагрегата в эксплуатацию, возможность возникновения неполадок на начальном этапе эксплуатации, к сожалению, не исключается. Четкое понимание процессов, происходящих в турбине и других элементах ПТУ, помогает быстро обнаружить и устранить эти неполадки, а главное, их причины. Наоборот, отсутствие необходимых представлений приводит в лучшем случае к временному устранению самих неполадок, а не их причин, в худшем — к серьезным авариям и разрушениям турбины, а также смежных с ней агрегатов и аппаратов.

Значительное число случаев вынужденных простоев оборудования происходит из-за неграмотной эксплуатации оборудования персоналом станции. В то же время на

многих электростанциях, где эксплуатационный персонал обладает достаточными знаниями и опытом, число вынужденных остановов по вине эксплуатации ничтожно или вообще сведено к нулю.

Кроме того, необходимо иметь в виду еще одну очень важную роль эксплуатации. Хотя современная наука о турбинах достигла достаточно высокого уровня развития, она все же не может ответить сегодня в полной мере на все вопросы, выдвигаемые практикой. К таким вопросам относятся, например, надежность работы лопаточного аппарата при некоторых режимах, поведение длинных многопролетных валопроводов при вращении на масляной пленке подшипников, прочность деталей турбин и других элементов блока в условиях нестационарных тепловых режимов. Вдумчивое отношение эксплуатационного персонала к возникающим явлениям и неполадкам, тщательная фиксация всех, даже самых мелких, неполадок и сопутствующих им обстоятельств являются неоценимым вкладом в решение задачи повышения качества и самих установок, и их эксплуатации.

9.2. КЛАССИФИКАЦИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Турбина и турбинная установка могут работать в самых различных режимах. Прежде всего эти режимы можно разделить на стационарные и нестационарные.

Стационарный режим отвечает работе турбины при некоторой фиксированной нагрузке. В этом режиме параметры пара в проточной части и температурное состояние ее деталей не изменяются во времени. В свою очередь стационарная работа может происходить при номинальной или частичной нагрузке.

Под номинальной мощностью турбин, не имеющих регулируемых отборов пара, т. е. турбин

конденсационных и с противодавлением, понимают мощность, которую должен длительно развивать турбоагрегат при номинальных значениях всех основных параметров: начальных давлений и температуре, температуре промежуточного перегрева, температуре питательной и охлаждающей воды; при этом должны использоваться все внешние нерегулируемые отборы пара, предусмотренные при проектировании установки.

Аналогичным образом определяется и номинальная мощность теплофикационных турбин с регулируемыми отборами пара. При этом в число основных параметров входят и величины отборов, а также пределы изменения ряда величин, например параметров свежего пара, давлений в отборах и т. д., при которых должна обеспечиваться номинальная мощность.

Под частичной нагрузкой понимают режим работы, при котором мощность или значение регулируемых отборов пара меньше номинальных. Часто работу при частичных нагрузках называют переменным режимом. Это название сложилось исторически и носит условный характер: когда-то в условиях большого дефицита мощности турбины месяцами работали без остановок на номинальном режиме и каждое отклонение от него воспринималось как переменный режим.

В таком же смысле к переменному режиму можно отнести работу турбины и турбинной установки при отклонениях параметров свежего пара, пара промежуточного перегрева или параметров отработавшего пара, отклонениях в тепловой схеме и т. д.

Большинство турбин может развивать мощность, превышающую номинальную. Под максимальной мощностью конденсационной турбины понимают мощность, которую может длительно развивать турбина при номинальных значениях всех основных показателей, но

при отсутствии отборов пара для внешних потребителей теплоты. Теплофикационные турбины развивают максимальную мощность при уменьшении регулируемых отборов или изменении параметров в отборах до предусмотренных пределов; остальные параметры при этом должны быть номинальными.

До недавнего времени стационарный режим работы (как правило, на номинальной нагрузке) был для ПТУ основным; турбина останавливалась несколько раз в году либо для проведения текущих или плановых ремонтов, либо из-за неполадок.

В настоящее время для турбин ТЭС, работающих на органическом топливе, не менее важное значение приобрели **нестационарные режимы**, при которых в той или иной степени изменяется тепловое состояние турбоагрегата.

Наиболее сложным нестационарным режимом является пуск ПТУ, включающий многочисленные операции перед толчком ротора паром, разворот ротора, включение генератора в сеть и набор заданной нагрузки. Многие турбоустановки, например блоки докритического давления, используются в режиме ежесуточных пусков. Блоки сверхкритического давления пока не могут использоваться в таких режимах во избежание существенного износа и снижения экономических показателей. В лучшем случае их останавливают 1 раз в неделю (на субботу и воскресенье).

К нестационарным режимам относят резкие изменения нагрузки (сброс и наброс), при которых вслед за изменением температуры протекающего в турбине пара изменяется и ее тепловое состояние.

К нестационарным режимам относят режим остановки турбины (разгрузка, отключение от сети, выбег ротора и остывание), от которого в значительной мере

зависит возможность последующего быстрого пуска неостывшей турбины.

Перечисленные стационарные и нестационарные режимы работы являются обязательными для каждого агрегата. Кроме них каждый турбоагрегат должен быть приспособлен к аварийным режимам, которые не исключены из-за неполадок или дефектов в различном оборудовании блока или в самой турбине. Некоторые турбоагрегаты эксплуатируются в специфических режимах, например в беспаровом режиме или в режиме синхронного компенсатора.

В третьей части книги основное внимание будет уделено принципам надежной и экономичной эксплуатации турбин и ПТУ при различных режимах. Следует отметить, что каждая турбоустановка снабжается scrupulously составленными инструкциями по эксплуатации, в которых четко указывается, что необходимо делать в тех или иных ситуациях и в какой последовательности. Каждый машинист должен знать такую инструкцию до тонкостей. В этой книге мы, конечно, не будем их повторять. Основная наша задача состоит в том, чтобы объяснить, почему в инструкциях предписывается выполнение тех или иных мероприятий или ограничений, а также почему нужна строгая последовательность операций, особенно в случаях ликвидации наиболее опасных неполадок.

9.3. РАБОТА ТУРБИНЫ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ ПРОПУСКЕ ПАРА

Некоторые выводы из теории переменного режима

При рассмотрении любых режимов работы, в том числе и при переменном пропуске пара, необходимо ответить на два основных вопроса: как изменяется надежность работы отдельных узлов и деталей турбины и как

изменяются ее мощность и экономичность.

Наиболее напряженными деталями турбины являются рабочие лопатки, особенно лопатки регулирующей и последних ступеней. Поэтому в первую очередь необходимо знать, как изменяется напряженность рабочих лопаток при переходе к другим режимам. Другим узким местом в турбине является ее упорный подшипник, надежность работы которого при нормальной эксплуатации определяется осевыми усилиями, приложенными к ротору. При отдельных режимах слабыми могут оказаться и другие детали турбоустановки, например диафрагмы, валопровод, подшипники, паропроводы.

Снижение экономичности турбоустановки и турбины при переходе на частичный режим работы является, как правило, неизбежным, и вопрос состоит только в том, как необходимо осуществлять частичные режимы, с тем чтобы потеря в экономичности была минимальной.

Для понимания того, в какой степени изменится состояние пара в проточной части при изменении пропуска пара, необходимо знать несколько главных положений, которые следуют из теории переменного режима паровых турбин.

При переменном пропуске пара через турбину изменение давления и температуры перегретого пара в ее проточной части приближенно подчиняется формуле Флюгеля—Стодолы:

$$\frac{G}{G_0} \approx \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{21}^2}{p_{00}^2 - p_{20}^2}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}}, \quad (9.1)$$

где p_{00} , T_{00} — давление и температура перед любой ступенью; p_{20} — давление за турбиной при некотором, например номинальном, пропуске пара G_0 ; p_{01} , T_{01} , p_{21} — те же величины для нового расхода пара G .

Эта формула справедлива для отдельных отсеков турбины и даже для всей турбины в целом при одном, однако, условии: при двух сравниваемых режимах рассматриваемые отсеки (или вся турбина) должны иметь одинаковые проходные сечения. В частности, например, нельзя с ее помощью определять давление перед соплами регулирующей ступени, так как она имеет переменную парциальность, однако ее с успехом можно использовать для определения давления в отсеке, объединяющем все нерегулируемые ступени, в том числе для определения давления в камере регулирующей ступени. Нельзя применять эту формулу и для случая, когда в отсеке имеется отбор пара, включенный при одном и выключенный при другом режиме.

Во многих случаях абсолютные значения температур в проточной части изменяются мало, поэтому $T_{00} \approx T_{01}$ и формула (9.1) может быть упрощена. Для конденсационной турбины $p_2^0 \ll p_0^0$ и тогда приближенно верно соотношение

$$\frac{G}{G_0} = \frac{p_{01}}{p_{00}}, \quad (9.2)$$

т. е. в проточной части конденсационной турбины давления пара в ступенях пропорциональны расходу пара. Для турбин с противодавлением отклонения от пропорциональности тем больше, чем выше противодавление и чем ближе рассматриваемая ступень к концу турбины.

В качестве примера на рис. 9.1 показаны графики зависимостей давлений в ЦВД турбины К-300-240 от расхода свежего пара, из которых хорошо видна их линейная зависимость от расхода.

Таким образом, при изменении пропуска пара через турбину изменяются параметры пара перед и за ступенью, что в общем случае приводит к изменению теплоперепада ступени; это влечет за собой изменение треугольников скоростей, отклонение отношения скоростей

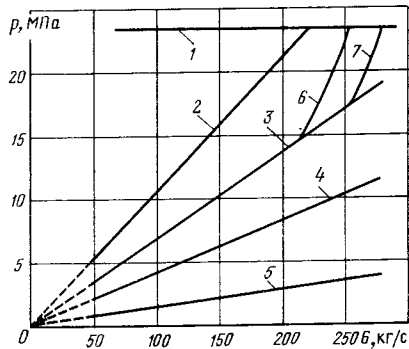


Рис. 9.1. Изменение давлений в турбине К-300-240 ХТЗ при изменении пропуска пара:

1 — давление перед стопорными клапанами; 2 — давление в левом верхнем и правом нижнем паровпускных патрубках; 3 — давление в камере регулирующей ступени; 4 — давление за IV ступенью ЦВД; 5 — давление на выходе из ЦВД; 6 — давление в левом нижнем паровпускном патрубке; 7 — давление в правом верхнем паровпускном патрубке

x_{ϕ} от оптимального и снижение КПД ступени. Действительно, если, например, теплоперепад ступени уменьшился, то на выходе из сопловой решетки пар будет иметь скорость $c_{11} < c_1$ (рис. 9.2, а), направленную под прежним углом α_1 . Поскольку окружная скорость u осталась прежней, если частота вращения не изменилась, то пар будет входить в рабочую решетку с относительной скоростью w_{11} , отличной и по значению, и по направлению от скорости w_1 . Аналогичным образом изменится и выходной треугольник скоростей. Обтекание рабочей решетки ступени (и сопловой решетки следующей ступени) будет отличным от принятого при проектировании, и в решетке возникнут повышенные потери. Аналогичный результат можно получить при рассмотрении треугольников скоростей для увеличенного по сравнению с расчетным (проектным) теплоперепада ступени!

Другой важный вывод, который следует из анализа треугольников скоростей, состоит в том, что при изменении отношения скоростей x_{ϕ} изменяется реактивность ρ . Действительно, в рассмотренном

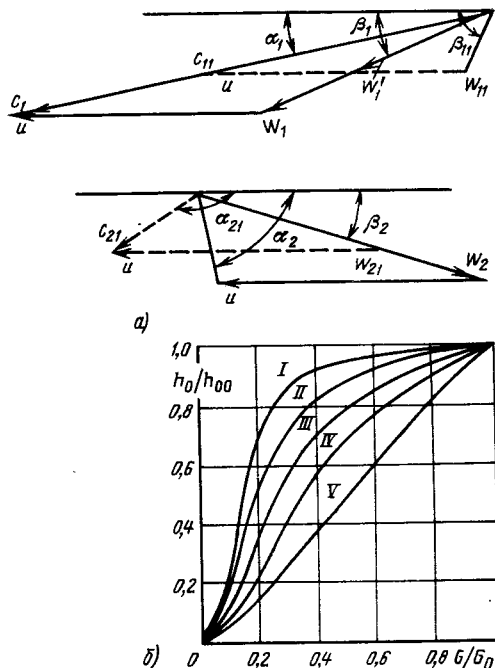


Рис. 9.2. Изменение треугольников скоростей при уменьшении теплоперепада ступени (а) и располагаемых теплоперепадов отдельных ступеней в группе при переменном расходе пара (б)

выше случае уменьшения теплоперепада ступени при изменении расхода пара этот расход при неизменном давлении перед рабочей решеткой можно было бы пропустить через нее только при относительной скорости входа w'_1 , направленной под углом β_1 . Если же относительная скорость входа равна w_{11} , то для пропуска того же расхода пара через то же сечение требуется большее давление пара перед рабочей решеткой, следовательно, степень реакции возрастет. Увеличение степени реакции при том же давлении за ступенью приводит к увеличению осевого давления на диск соответствующей ступени.

При уменьшении отношения скоростей x_ϕ , вызванном увеличением теплоперепада ступени и $p_2 = \text{const}$, осевое давление на диск уменьшается.

При изменении расхода пара через группу ступеней изменяются их теплоперепады, однако в основном это относится к последней или последним ступеням группы. Все предыдущие ступени работают практически с неизменными теплоперепадами. На рис. 9.2, б показано, как изменяются теплоперепады каждой из ступеней группы, состоящей из пяти ступеней. Видно, что если пропуск пара уменьшить вдвое, то практически вдвое уменьшится и теплоперепад последней ступени, в то время как теплоперепад I, II, III ступеней изменится не более чем на 20 %.

Таким образом, для всех ступеней группы, кроме нескольких последних, при изменении пропуска пара отношение x_ϕ остается практически постоянным, и поэтому их КПД не изменяется.

При изменении расхода пара через группу ступеней осевое усилие, действующее на рабочие диски и рабочие лопатки этой группы, меняется пропорционально расходу пара.

Приведенные положения теории переменного режима позволяют рассмотреть работу турбин различного типа при переменном пропуске пара.

Работа турбины при переменном режиме с постоянным начальным давлением

Рассмотрим переменный режим турбин, у которых при изменении нагрузки начальные параметры пара остаются неизменными. Рассмотрим сначала работу конденсационной турбины, не имеющей отборов пара на регенеративные подогреватели. В такой турбине из-за малого давления в конденсаторе давления в ступенях будут прямо пропорциональны расходу свежего пара. Таким образом, давление в камере регулирующей ступени будет изменяться пропорционально расходу

ду пара, что, однако, приведет к существенному изменению теплоперепада только последней или нескольких последних ступеней.

При увеличении расхода пара давление в камере регулирующей ступени повышается, суммарный теплоперепад всех нерегулируемых ступеней также увеличивается, однако это произойдет в основном за счет увеличения теплоперепада последней ступени. Поскольку давление в камере регулирующей ступени возросло, теплоперепад регулирующей ступени уменьшился. Таким образом, оказывается, что почти все нерегулируемые ступени, кроме последней, выработают дополнительную мощность в соответствии с возросшим расходом пара, а последняя — в соответствии с возросшим расходом пара и теплоперепадом. Такое увеличение мощности возможно только за счет увеличения окружной силы, вращающей колесо турбины. Таким образом, окружная сила, изгибающая рабочую лопатку в плоскости колеса, с ростом расхода пара увеличивается.

В результате оказывается, что *при увеличении расхода пара через турбину рабочие лопатки последней ступени перегружаются и за счет увеличения расхода, и за счет увеличения теплоперепада*. Поскольку рабочие лопатки последней ступени и так работают почти на пределе своей механической прочности, то даже небольшое увеличение расхода пара угрожает их надежности. Кроме того, *увеличение расхода пара приводит к пропорциональному росту осевого усилия и увеличению нагрузки на колодки упорного подшипника*.

Поэтому *увеличение мощности сверх номинальной может производиться эксплуатационным персоналом строго в рамках допустимых пределов*. Эти пределы должны быть указаны в инструкциях по обслуживанию.

Приведенный анализ справедлив,

конечно, не только для конденсационной турбины без отборов пара, но и для турбин с отборами пара на регенеративный подогрев питательной воды. Определяется это тем, что расходы пара на регенеративные подогреватели прямо пропорциональны давлениям пара в камерах отборов, т. е. в проточной части. Можно сказать даже больше: полученный вывод о перегрузке рабочих лопаток с увеличением расхода пара справедлив для любого отсека проточной части турбины с не изменяющимся вдоль него расходом пара. Поэтому даже при неизменном общем количестве пара, поступающего в турбину, при изменении расхода через отдельные ее отсеки напряжения в рабочих лопатках последних ступеней этих отсеков будут изменяться.

Например, при сознательном или аварийном отключении группы ПВД от питания паром из турбины, даже при неизменном расходе пара, поступающего в турбину, расход пара через отсеки, расположенные за камерами отбора, возрастает, что приводит к перегрузке изгибными напряжениями рабочих лопаток последней ступени. При этом одновременно возрастает и осевое усилие на упорный подшипник. Поэтому завод — изготовитель турбины, учитывая возможность таких режимов в условиях эксплуатации, либо закладывает определенный запас в конструкцию рабочих лопаток последней ступени и в упорный подшипник и допускает работу без ограничений, либо требует от эксплуатационного персонала таких действий, которые поддержали бы расход пара через последние ступени неизменным. Проще всего это осуществить уменьшением нагрузки турбины, т. е. расхода пара, поступающего в нее.

Если, например, на турбине К-160-130 ХТЗ номинальной мощностью 160 МВт произойдет отключение группы ПВД, то инструкция по эксплуатации требует от персо-

нала снижения мощности до 140 МВт. Для турбины К-200-130 ЛМЗ при аналогичной ситуации требуется разгрузка до 190 МВт; если же произойдет и отключение системы регенерации низкого давления, то блок необходимо разгрузить до 170 МВт.

Все изложенное легко видоизменить, чтобы провести анализ работы турбины при уменьшении расхода пара: разгрузка турбины происходит в основном за счет разгрузки последней ступени, которая при этом попадает в более благоприятные условия работы. Однако это происходит лишь до тех пор, пока нагрузка не уменьшится настолько, что в последней ступени возникнут обратные нестационарные токи (см. § 11.2), вызывающие интенсивную вибрацию рабочих лопаток и эрозийный износ их выходных кромок. Поэтому длительная работа турбины при малых нагрузках и на холостом ходу также представляет значительную опасность для рабочих лопаток последней ступени. Кроме того, эти режимы сопровождаются разогревом выходного патрубка и расцентровками.

Рассмотрим теперь работу I ступени турбины. Если турбина имеет дроссельное парораспределение, то I ступень турбины нужно рассматривать вместе с остальными, т. е. ее можно включать в группу ступеней, и все полученные выше выводы сохраняются. Но этого нельзя делать при сопловом парораспределении, когда парциальность регулирующей ступени изменается при изменении расхода пара.

Особенность работы регулирующей ступени состоит в том, что при изменении расхода через нее в общем случае изменяется давление и за ней (в камере регулирующей ступени), и перед ней (вследствие дросселирования пара в регулирующем клапане), несмотря на то что давление пара перед регулируемыми клапанами можно считать постоянным.

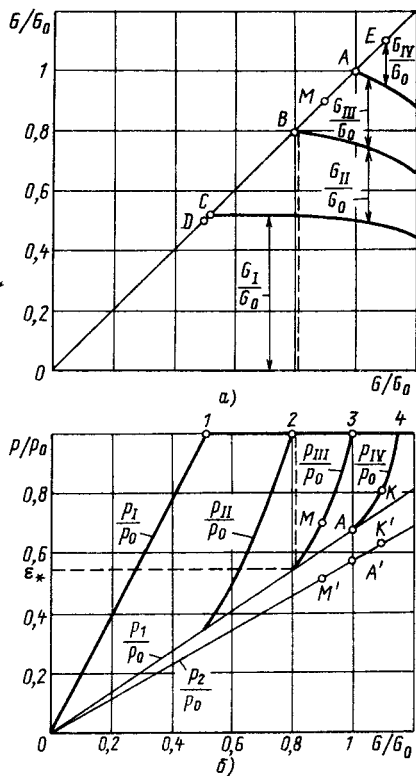


Рис. 9.3. Распределение потока пара между сопловыми сегментами (а) и давлений (б) за регулирующими клапанами в турбине с сопловым парораспределением

На рис. 9.3 показаны диаграммы изменений расхода пара через отдельные группы сопел и изменения давлений в регулирующей ступени для турбины с четырьмя регулирующими клапанами при изменении расхода через турбину.

Диаграмма на рис. 9.3, а позволяет определить, в каком положении находятся регулирующие клапаны при выбранном расходе пара. Например, расход пара, равный половине номинального (точка D), обеспечивается одним не полностью открытым клапаном; номинальный режим (точка A) обеспечивается при полном открытии трех клапанов, а открытием четвертого регулирующего клапана можно осуществить перегрузку турбины в допустимых пределах.

Диаграмма на рис. 9.3, б позволяет определить, как изменяются давления. При номинальном режиме, если пренебречь дросселированием в первых трех регулирующих клапанах, т. е. если считать, что давление перед соответствующими группами сопл совпадает с давлением свежего пара (точки 1, 2 и 3), давление в зазоре между рабочей и сопловой решетками изображается точкой А, а за ступенью — точкой А'. При этом (рис. 9.3, а) первый клапан обеспечивает 50 % расхода, второй — 26 %, а третий — 24 %. Посмотрим, как изменятся условия работы при увеличении расхода пара, например, на 10 % (точка Е).

В этом случае давление пара в камере регулирующей ступени увеличится также на 10 % (точка К'), а теплоперепад, относящийся к потокам пара, проходящим через первые три регулирующих клапана, уменьшится. Но этого мало. Уменьшится и расход пара через эти клапаны, как видно из рис. 9.3, а (хотя суммарный расход за счет открытия четвертого клапана увеличится). Поэтому когда рабочие лопатки при своем вращении будут проходить перед первой, второй и третьей сопловыми группами, на них будет действовать меньшее усилие при расходе пара 110 %, чем при расходе пара 100 %. Конечно, эти усилия будут еще меньше при прохождении лопаток перед перегрузочной группой сопл. Таким образом, увеличение расхода пара через турбину сверх номинального приводит к уменьшению напряжений в лопатках регулирующей ступени.

Рассмотрим теперь случай, когда расход пара снижается на 10 % посредством частичного закрытия третьего клапана. В этом случае давление в камере регулирующей ступени упадет также на 10 % (точка М'), а поскольку первый клапан остался по-прежнему полностью открытым, теплоперепад

регулирующей ступени по первому потоку пара возрастет. Расход пара через этот клапан, как видно из рис. 9.3, а, также возрастает, так как течение в нем было докритическим. Ясно, что уменьшение расхода через турбину приведет к увеличению напряжений изгиба в рабочих лопатках регулирующей ступени. *Наибольших значений напряжения достигнут тогда, когда в работе останется только один полностью открытый клапан.* На этом режиме при давлении перед соплами, равном давлению свежего пара, давление в камере регулирующей ступени достигнет самого низкого значения. На регулирующей ступени будет срабатываться максимальный перепад, а расход пара через эту группу сопл будет максимальным.

При дальнейшем уменьшении расхода пара прикрытие единственного клапана напряжения будут уменьшаться из-за дросселирования пара в клапане.

Изменение пропуска пара через турбину с сопловым парораспределением приводит не только к изменению напряжений в рабочих лопатках регулирующей ступени, но и к изменению температуры в ее камере: с увеличением нагрузки температура растет, а с уменьшением падает.

Пример 9.1. Определим параметры пара в камере регулирующей ступени турбины К-300-240 ХТЗ при номинальном расходе пара $G_0 = 277,8$ кг/с и при режиме открытых полностью только двух клапанов, подводящих пар к левой верхней и правой нижней сопловым коробкам (см. рис. 6.38). Будем считать, что параметры пара перед стопорным и регулирующими клапанами одинаковы; неизменны и равны: $p_{00} = 23,5$ МПа, $t_{00} = 540$ °С. Для простоты расчета будем считать, что относительный внутренний КПД регулирующей ступени для двух рассматриваемых режимов одинаков и равен $\eta_{0i} = 0,8$.

Выполним сначала расчет для номинального режима. По параметрам p_{00} и t_{00} , пользуясь h -с-диаграммой, определим начальную энтальпию пара: $h_0 = 3324$ кДж/кг. Давление в камере регулирующей ступени найдем с помощью диаграммы парораспределения турбины, показанной на рис. 9.1. При заданном расходе пара оно составит

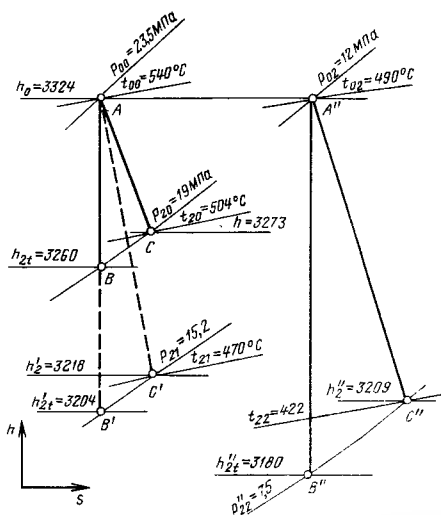


Рис. 9.4. Процессы расширения пара в регулирующей ступени турбины К-300-240 ХТЗ при различных пропусках пара (к примеру 9.1)

$p_{20}=19$ МПа. Нанося изоэнтальпийный процесс расширения пара в регулирующей ступени h,s -диаграмме (рис. 9.4), получим энтальпию в конце процесса расширения: $h_{2t}=3260$ кДж/кг. Следовательно, использованный теплоперепад ступени турбины составит $H_t = (h_0 - h_{2t}) \eta_r = (3324 - 3260) \times 0.8 = 51$ кДж/кг.

Найдя на h,s -диаграмме точку С, соответствующую энтальпии h_{2t} и H_t , $h_{2t} = 3324 - 51 = 3273$ кДж/кг и давлению $p_{20}=19$ МПа, получим температуру в камере регулирующей ступени: $t_{20}=504$ °С.

Теперь выполним расчет для режима частичной нагрузки. Пользуясь рис. 9.1, получим, что при двух полностью открытых клапанах расход пара $G_1=222.2$ кг/с, а давление в камере регулирующей ступени $p_2=15.2$ МПа. Так как дросселирования пара в регулирующих клапанах по предположению не происходит, то расчет этого режима можно выполнить совершенно аналогично и получить использованный теплоперепад регулирующей ступени для рассматриваемого режима: $H_t=96$ кДж/кг. Таким образом, из рассмотрения сравниваемых режимов следует, что уменьшение расхода пара на 20 % привело к увеличению теплоперепада регулирующей ступени почти вдвое. Точке С' конца процесса расширения пара будут отвечать энтальпия $h_{2t}'=3218$ кДж/кг и температура $t_{2t}'=470$ °С. Следовательно, при уменьшении расхода пара на 20 % температура в камере регулирующей ступени уменьшилась с 504 до 470 °С.

Дальнейшее уменьшение пропуска пара ведет к еще большему снижению температуры в камере регулирующей ступени.

На рис. 9.4 линия АА''С'' изображает процесс расширения пара при пропуске $G_2=111.1$ кг/с, при котором открыты частично только два клапана. В этом случае только за счет дросселирования температура пара уменьшается до 490 °С; затем в процессе расширения в ступени она уменьшается до 422 °С.

При сопловом парораспределении при режимах частичной нагрузки КПД турбины понижается. Это связано с дросселированием пара в частично открытых клапанах и увеличением теплоперепада регулирующей ступени, экономичность которой всегда ниже, чем последующих ступеней. В неблагоприятных условиях находятся мощные турбины, спроектированные для работы в узком диапазоне нагрузок, близких к номинальным. Из рис. 9.1 видно, что до 80 % нагрузки парораспределение турбины К-300-240 ХТЗ является дроссельным, а с 80 % — сопловым. На рис. 9.5 кривая 1 изображает изменение КПД ЦВД этой турбины в зависимости от расхода пара. Она полностью подтверждает приведенные выше соображения: как только турбина переходит на дроссельное парораспределение, с уменьшением расхода пара ее КПД резко падает.

Поэтому обычно все турбины, работающие при переменных нагрузках, снабжают большим числом

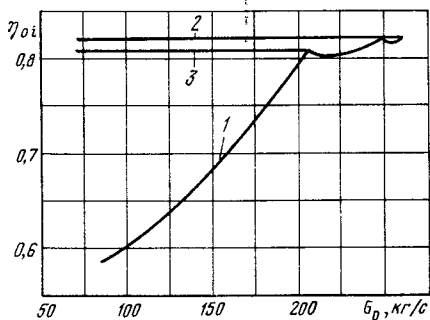


Рис. 9.5. Сравнение экономичности ЦВД турбины К-300-240 ХТЗ при различных способах регулирования нагрузки:

1 — сопловое парораспределение при номинальном начальном давлении; 2 — скользящее давление при всех открытых клапанах; 3 — скользящее давление при четырех открытых клапанах с последующим последовательным открытием 5-го и 6-го клапанов

регулирующих клапанов (в частности, турбины с противодавлением и с отборами, особенно чувствительные к дросселированию пара в клапанах).

Работа турбины при переменном режиме со скользящим начальным давлением

Для блочных турбин можно применить другой способ регулирования нагрузки, принципиально отличный от рассмотренных соплового и дроссельного. При блочной компоновке котла и турбины можно просто понизить начальное давление, уменьшая расход питательной воды в котле. При этом его режимы можно вести так, чтобы температура пара перед турбиной не изменялась и оставалась номинальной. Такой метод регулирования нагрузки называют режимом скользящего давления. Регулирующие клапаны при его осуществлении полностью или почти полностью открыты, а расход пара через турбину, пропорциональный начальному давлению, регулируется котлом.

Преимущества использования скользящего давления для турбины при снижении нагрузки можно увидеть из рис. 9.6. При номинальной нагрузке турбины процесс расширения пара идет в h,s -диаграмме по линии AB . При снижении нагрузки с помощью регулирующих клапанов до 50 % номинальной процесс расширения пара в регулирующей ступени изображается линией AC , а в нерегулируемых ступенях ЦВД — линией CD . В этом случае температура пара в камере регулирующей ступени снизится на 50°C .

Если при работе на скользящем давлении необходимо снизить расход пара вдвое, то давление перед турбиной также следует уменьшить вдвое. Оставляя прежней температуру пара перед турбиной и двигаясь вдоль изотермы $t_0 = 540^\circ\text{C}$ до изобары 12 МПа, можно прийти

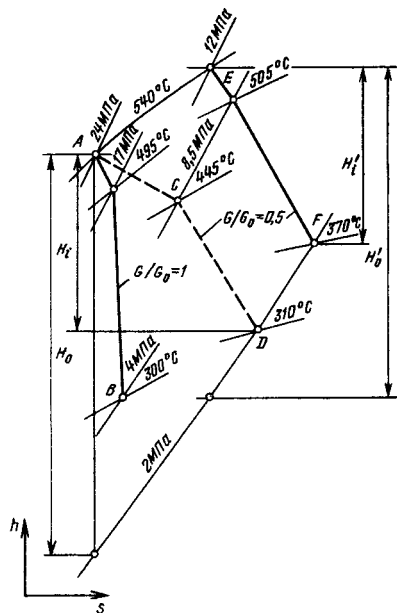


Рис. 9.6. Сравнение процессов расширения пара в турбинах с сопловым парораспределением и при регулировании мощности скользящим давлением при различных нагрузках

в точку E с большей энтальпией, чем в точке A . Линия EF изображает процесс расширения пара в ЦВД для режима скользящего давления. При этом режиме температура в камере регулирующей ступени даже возрастет на 10°C . Таким образом, как видно из рис. 9.6 и 9.7, при скользящем давлении во всем диапазоне изменения нагрузки температура пара в первой ступени, т. е. в камере регулирующей ступени, остается практически неизменной и поэтому температурные напряжения в деталях турбины не ограничивают скорости изменения нагрузки (см. § 9.7). Скорость изменения нагрузки при этом будет определяться мобильностью котла. Однако его инерция весьма значительна, поэтому блок, нагрузка которого изменяется скользящим давлением, не может участвовать в регулировании частоты сети, когда требуется изменить мощность в течение нескольких секунд. Если, однако,

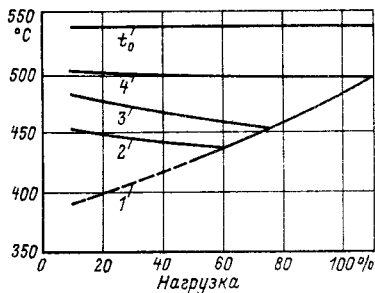


Рис. 9.7. Изменение температуры пара в камере регулирующей ступени мощной турбины при регулировании нагрузки скольжением давления:

1 — при постоянном начальном давлении; 2 — скольжение с 60 %-ной нагрузки; 4 — скольжение во всем диапазоне; t_0 — начальная температура

допустить небольшое дросселирование в регулирующих клапанах, то за счет их открытия можно быстро взять нужную дополнительную нагрузку.

Кривая 2 на рис. 9.5 изображает изменение КПД ЦВД турбины К-300-240 ХТЗ после перехода на скользкое давление. Видно, что в большом диапазоне нагрузок его можно сохранить практически постоянным.

Особенно большие преимущества имеет регулирование нагрузки скольжением давлением для блоков сверхкритического давления при возможности надежной работы котла со скользким давлением в его тракте. Действительно, до сих пор не говорилось о том, каким образом получить пар сниженных параметров перед турбиной. Нормальная работа прямоточного котла возможна только при полном давлении рабочей среды до встроенной задвижки котла (см. § 13.4). В этом случае питательный насос должен создавать полное давление, а встроенная задвижка должна его дросселировать до уровня, необходимого для работы турбины. Конечно, такой режим работы не является самым экономичным, однако даже в этом случае использование скользкого давления обычно оказывается целесообразным.

В последнее время все большее число котлов блоков, спроектированных на сверхкритические параметры пара, приспособливают к работе со сниженным давлением рабочей среды — вплоть до режима с докритическим давлением питательной воды. В этом случае можно снизить мощность питательного насоса и получить за счет этого дополнительную выгоду. Сниженная мощность турбопитательного насоса позволяет дольше пользоваться паром из более низкого отбора турбины и в меньшем количестве.

На рис. 9.8 показано относительное уменьшение удельного расхода теплоты на производство электроэнергии для блока с турбиной К-500-240 ХТЗ при переходе на скользкое начальное давление с нагрузки 460 МВт. Кривая 1 показывает выигрыш, получаемый без снижения мощности работающих питательных насосов, а кривая 2 — с учетом этого снижения. Видно, что снижение мощности питательных насосов увеличивает выигрыш от введения скользкого давления почти вдвое.

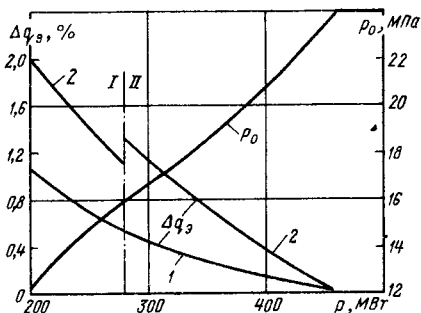


Рис. 9.8. Относительное снижение удельного расхода теплоты при переходе на скользкое давление и оптимальная величина этого давления в зависимости от нагрузки турбины К-500-240-2 ХТЗ:

I — зона работы с одним питательным насосом (питание приводной турбины от БРОУ ТПН); II — зона работы с двумя питательными насосами; 1 — относительное снижение удельного расхода теплоты при переходе на скользкое давление без учета изменения мощности питательного насоса; 2 — то же с учетом изменения мощности питательного насоса

Наконец, важным преимуществом скользящего давления на блоках с промежуточным перегревом пара является более высокая температура пара за ЦВД (см. рис. 9.6). В условиях сниженных форсировок котла при сниженных нагрузках это позволяет легче регулировать температуру пара промежуточного перегрева.

9.4. ДИАГРАММЫ РЕЖИМОВ ТУРБИН

Диаграммой режимов паровой турбины называют графическое изображение зависимости между электрической (или внутренней) мощностью турбины и расходом пара. В ряде случаев добавляются и другие параметры турбины, например отбор пара, противодавление и т. д.

Наиболее просто диаграмма режимов выглядит для конденсационной турбины, не имеющей отборов пара для регенеративного подогрева питательной воды, поскольку ее математическое описание [см. формулу (2.40)] очень простое: при фиксированных начальных параметрах и давлении в конденсаторе электрическая мощность P_e зависит от расхода пара G линейно с точностью, с которой относительный электрический КПД $\eta_{0э}$ имеет постоянное значение. Эта зависимость показана на рис. 9.9.

Диаграммы режимов получают либо путем расчета турбины на переменный режим, либо экспериментально. В общем случае они не являются прямыми линиями, однако во многих случаях в практических расчетах их считают прямыми.

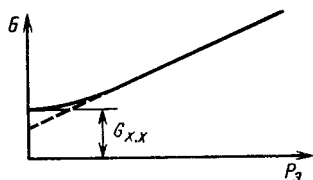


Рис. 9.9. Упрощенная диаграмма режимов конденсационной турбины

Значительное отклонение от прямой наблюдается только при малых значениях мощности, когда КПД турбины значительно уменьшается. Он будет равен нулю ($P_e = 0$) при холостом ходе турбоагрегата, когда энергия пара, поступающего в турбину в количестве $G_{x,x}$, тратится только на поддержание ее номинальной частоты вращения (расходуется на преодоление трения в подшипниках и о паровую среду).

Отношение $x = G_{x,x} / G_0$, где G_0 — номинальный расход пара, называется коэффициентом холостого хода. Его значение зависит от типа турбины, а для определенного типа — от мощности. Наименьшие значения x характерны для конденсационных турбин, причем почти всегда чем выше мощность турбины, тем меньше x . Например, для турбины мощностью 300 МВт $x \approx 0,03$, а для турбин мощностью 10 МВт $x \approx 0,07$; для теплофикационных турбин $x \approx 0,04 \div 0,06$; для турбин с противодавлением $x = 0,10 \div 0,12$, а иногда и больше. Это связано с тем, что турбину необходимо вращать в среде повышенной плотности, а не в вакууме.

Диаграмма режимов турбины с противодавлением связывает уже не

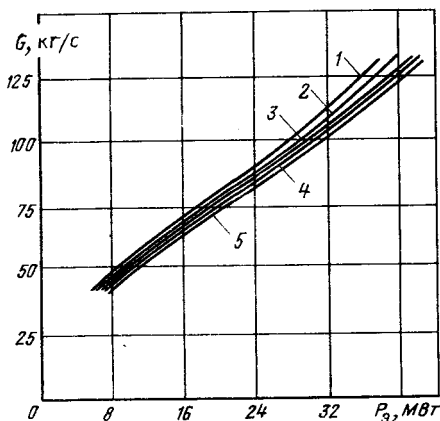


Рис. 9.10. Диаграмма режимов турбины Р-40-130/31 ТМЗ:

1, 2, 3, 4, 5 — противодавления соответственно 3, 6; 3,4, 3,2; 3,1 и 3 МПа

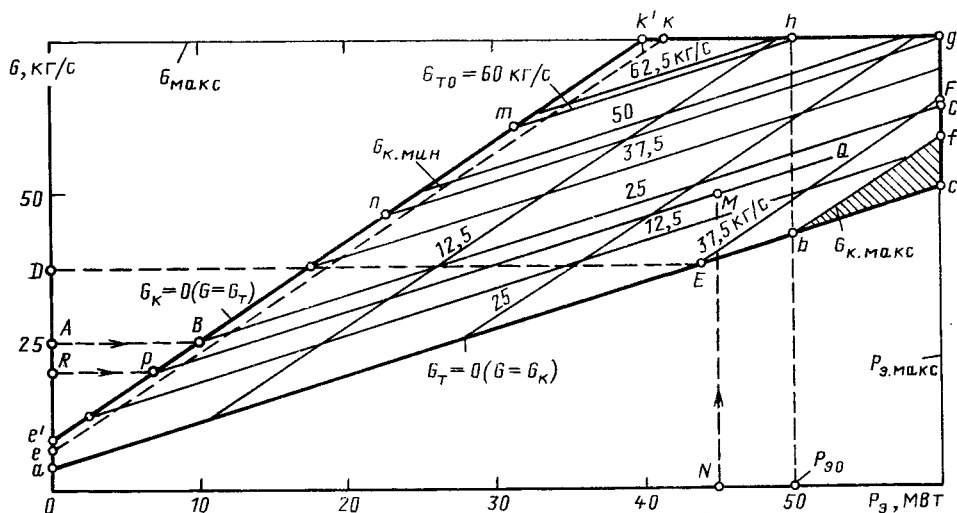


Рис. 9.11. Упрощенная диаграмма режимов турбины с регулируемым отбором пара

два параметра (расход и мощность), а три, так как добавляется величина противодавления p_2 . В качестве примера на рис. 9.10 приведена диаграмма режимов турбины Р-40-130/31 ТМЗ.

Еще более сложный вид имеет диаграмма режимов турбины с регулируемым отбором пара, связывающая также три параметра: расход свежего пара G , электрическую мощность $P_э$ и отбор G_t . Пример упрощенной диаграммы режимов для турбины с отбором показан на рис. 9.11.

При построении диаграммы по оси абсцисс обычно откладывают электрическую мощность, отмечая ее номинальное $P_{э0}$ и максимальное $P_{э\text{ макс}}$ значения. По оси ординат откладывают расход свежего пара G , отмечая максимально допустимое значение $G_{\text{ макс}}$. Значения $P_{э0}$, $P_{э\text{ макс}}$ и $G_{\text{ макс}}$ определяются заданием на проектирование, условиями надежной работы (например, предельно допустимым осевым усилием или прочностью рабочих лопаток) или возможностями другого оборудования (например, предельной мощностью электрического генератора). Таким образом, возможные

режимы работы лежат в прямоугольнике, ограниченном осями координат и прямыми $G = G_{\text{ макс}}$ и $P_э = P_{э\text{ макс}}$.

Для простоты рассмотрим турбину без регенеративных отборов. Построим характеристику ab работы турбины на конденсационном режиме ($G_t = 0$) в предположении полностью открытых регулирующих клапанов ЧНД и максимально допустимого по условиям регулируемого отбора давления перед ЧНД. (Иными словами, расход пара в точке b — это режим с максимально возможным расходом через ЧНД при предельно допустимом давлении перед ЧНД. Таким образом, на конденсационном режиме максимальная мощность совпадает с номинальной.)

Аналогичным образом можно было бы построить характеристику работы турбины в чисто теплофикационном режиме (режиме работы с противодавлением), когда $G = G_t$, а $G_k = 0$ (линия $e'k'$). На практике, однако, такой режим недопустим, так как теплота, выделяющаяся в ЧНД за счет трения, должна отбираться протекающим паром. Поэтому даже при чисто теплофикационном режиме через

ЧНД проходит небольшой (5—10 %) вентиляционный пропуск пара $G_{к. мин}$. Линия ek на рис. 9.11 дает геометрическое место режимов минимального пропуска пара в конденсатор.

На диаграмму обычно наносят линии постоянного расхода пара в отбор ($G_t = \text{const}$). В первом приближении — это прямые, параллельные линии $G_t = 0$, т. е. линии ab . Например, для построения линии постоянного отбора $G_t = 25$ кг/с следует на оси ординат найти точку A , соответствующую значению 25 кг/с, провести горизонталь AB до пересечения с линией $G_k = 0$ и из точки B провести прямую BC , отвечающую расходу в отбор $G_t = 25$ кг/с.

Аналогичным образом на диаграмму можно нанести линии постоянного расхода пара в ЧНД ($G_k = \text{const}$). Эти линии примерно параллельны линиям $G_k = 0$, т. е. линии $e'k'$. Например, для построения линии $G_k = 37,5$ кг/с необходимо провести горизонталь DE , отвечающую расходу 37,5 кг/с, и затем наклонную линию EF , параллельную линии $e'k'$. Это и будет линия $G_k = 37,5$ кг/с.

Линия bf соответствует некоторому максимальному пропуску пара в ЧНД, получаемому при номинальном давлении регулируемого отбора между ЧВД и ЧНД. Перегрузку ЧНД можно осуществить увеличением давления перед ЧНД, если такие режимы допускаются заводом — изготовителем турбины. Заштрихованный треугольник bcf на рис. 9.11 изображает эту область перегрузки — так называемую нерегулируемую зону.

Таким образом, область внутри фигуры $aekgfba$ дает область возможных режимов работы турбины с регулируемым отбором пара. Пользуясь диаграммой режимов, можно установить возможность работы турбины на тех или иных режимах и значения расходов све-

жего пара и отборов, а также мощность турбины. Рассмотрим пользование диаграммой режимов (рис. 9.11) на примерах.

Пример 9.2. Определить параметры работы турбины на номинальном режиме.

Номинальному режиму отвечает точка h , в которой $P_s = P_{зо} = 50$ МВт и $G = G_{\text{макс}} = 75$ кг/с. Для определения величины отбора проведем линию hm , параллельную ab , до пересечения с линией $e'k'$. Точка m лежит на горизонтали $G = 60$ кг/с. Следовательно, расход пара в отбор равен $G_{t0} = 60$ кг/с, а в ЧНД — 15 кг/с.

Пример 9.3. Определить максимально возможный расход пара в отбор при максимальной мощности и максимальную мощность при максимально возможном отборе.

Первому режиму отвечает точка g . Проводя линию gn параллельно прямой ab , получаем, что $G_t = 46$ кг/с. Таким образом, максимальной мощности соответствует меньшее значение отбора, чем номинальной мощности.

Максимальному значению отбора соответствует точка k , в которой $G_t = 72,5$ кг/с (при $G = 75$ кг/с); при этом мощность турбины равна всего 41,3 МВт.

Пример 9.4. Определить расход свежего пара, если при мощности $P_s = 45$ МВт необходимо отпустить в отбор пар в количестве $G_t = 20$ кг/с.

Построим на диаграмме (см. рис. 9.11) линию PQ , отвечающую 20 кг/с. Для этого проведем горизонталь RP , отвечающую расходу пара 20 кг/с, а затем линию PQ , параллельную прямой ab . Проводя вертикаль MN , соответствующую мощности 45 МВт, получаем точку M , в которой расход свежего пара равен $G = 49$ кг/с.

Следует подчеркнуть, что для использования диаграммы в области малых расходов пара требуется более точная (возможно, нелинейная) аппроксимация диаграммы (см. рис. 9.9).

На диаграммах обязательно указываются условия, к которым они относятся: начальные давление и температура, давления в отборе и в конденсаторе. В ряде случаев диаграмма снабжается специальными поправками для учета влияния отклонений условий работы от расчетных.

Диаграмма режимов работы турбины с двумя регулируемыми отборами пара должна связывать четыре величины: мощность, расход свежего пара, расходы в производственный и теплофикационный отборы. Построение этих диаграмм и способы пользования ими гораздо сложнее

рассмотренных. Читатель может найти эти диаграммы в [2].

9.5. РАБОТА ТУРБИНЫ ПРИ ОТКЛОНЕНИИ ПАРАМЕТРОВ СВЕЖЕГО ПАРА И ПАРА ПРОМЕЖУТОЧНОГО ПЕРЕГРЕВА ОТ НОМИНАЛЬНЫХ

Всякая ПТУ рассчитывается на определенный оптимальный режим работы, при котором обеспечивается ее расчетный срок службы при максимально возможной экономичности. Важнейшими параметрами, определяющими надежность и экономичность ПТУ и турбины, являются начальное давление и температура.

В условиях эксплуатации эти параметры могут поддерживаться лишь с определенной степенью точности. Кроме того, в ряде случаев оказывается, что сознательное отступление от них позволяет обеспечить более надежную или более экономичную работу турбоустановки или получение дополнительной мощности: примером может служить рассмотренный выше режим скользящего давления. Поэтому машинист турбины должен четко представлять себе все последствия отклонений параметров и их влияние на возможные изменения надежности и экономичности турбины и турбоустановки.

Рассмотрим сначала влияние отклонений начальных параметров для **неблочной ПТУ**.

Повышение начальной температуры пара приводит к снижению сопротивления материала действию напряжений и высоких температур вследствие протекания процессов ползучести. Материалы, применяемые для паропроводов, корпусов ЦВД и паровпуска ЦСД и роторов, обладают достаточно высоким сопротивлением ползучести. Однако время до разрушения при ползучести очень сильно зависит от температуры. При заданных напряжениях (например, в паропроводе от внутреннего давления) абсолютная температура детали T и ее возможный срок службы t_p

связаны соотношением

$$T(20 + \lg t_p) = \text{const.} \quad (9.3)$$

Пример 9.5. Оценить снижение расчетного срока службы детали при повышении ее температуры на 5°C , если при температуре 540°C он составляет $t_{p0} = 5 \cdot 10^5$ ч.

Из последнего соотношения следует, что

$$T_0(20 + \lg t_{p0}) = T_1(20 + \lg t_{p1}), \quad (9.4)$$

где $T_0 = 273 + 540 = 813$ К — номинальная температура, а $T_1 = 818$ К — повышенная температура детали. Разрешая соотношение (9.4) относительно нового срока службы t_{p1} , получаем $\lg t_{p1} = (813/818 - 1) \cdot 20 + 813/818 \lg(5 \cdot 10^5) = 5,52$, т. е. $t_{p1} = 3,31 \cdot 10^5$ ч. Следовательно, срок службы снизился на 34 %.

Следует подчеркнуть, что во всех остальных отношениях повышение температуры сказывается благоприятно. Термический КПД цикла возрастает, экономичность собственно турбины также возрастает главным образом за счет снижения потерь от влажности в последних ступенях. Увеличивается также надежность некоторых деталей: уменьшается эрозия лопаток последних ступеней и усилие на упорный подшипник (поскольку для обеспечения той же мощности можно уменьшить расход пара, так как использованный теплоперепад возрастает из-за повышения начальной энтальпии).

Таким образом, *повышение начальной температуры пара оказывает противоположное действие на надежность и экономичность: надежность снижается, а экономичность растет*. В таких случаях всегда следует отдавать предпочтение надежности, тем более что в большинстве случаев временный выигрыш в экономичности затем будет перекрыт дополнительными затратами на ремонт и замену износившегося оборудования. Поэтому в каждой инструкции по обслуживанию конкретной установки завод-изготовитель четко оговаривает допускаемое превышение начальной температуры пара (обычно оно составляет 5°C) при длительной работе, допускаемое повышение температуры пара на короткое время

(например, допускается повышение начальной температуры на 10°C на время не более 30 мин с суммарной наработкой на этом режиме не более 200 ч в год) и аварийное повышение температуры, в случае которого требуется отключение турбины (обычно считают аварийным повышением температуры пара на $15 - 20^{\circ}\text{C}$).

Понижение температуры пара перед турбиной также представляет для нее определенную опасность. В этом случае влажность в последних ступенях турбины возрастает и увеличивается эрозийный износ рабочих лопаток. Снижение температуры пара перед турбиной уменьшает начальную энтальпию пара и, следовательно, использованный теплоперепад. Поэтому при снижении температуры пара, если не предпринять никаких мер, мощность турбины снизится. Восстановление прежней мощности можно было бы осуществить увеличением расхода пара через турбину, если это позволяют регулирующие клапаны. Но это может привести, во-первых, к перегрузке лопаток последней ступени изгибающими усилиями и, во-вторых, к увеличению давления на колодки упорного подшипника. Таким образом, *восстановление мощности турбины путем увеличения подачи пара в турбину при снижении начальной температуры является недопустимым.*

Снижение температуры свежего пара таит в себе опасность охлаждения ротора и его быстрого сокращения относительно статора с возникновением задеваний.

В целом снижение температуры свежего пара все-таки менее опасно, чем ее повышение. Поэтому заводы-изготовители разрешают больше ее снижение, чем повышение. Обычно допустимое снижение температуры свежего пара составляет 10°C . При снижении начальной температуры машинист турбины должен очень внимательно следить за относительным сокращением ротора, предельное положение кото-

рого может потребовать аварийной остановки турбины.

Понижение температуры свежего пара заметно снижает экономичность турбоустановки, поэтому оно всегда нежелательно.

Увеличение давления свежего пара увеличивает влажность в последних ступенях и, следовательно, эрозию рабочих лопаток и потери. Одновременно с этим вследствие возрастания начальной энтальпии возрастает располагаемый теплоперепад турбины. Поэтому простое увеличение давления приводит к снижению надежности деталей турбины.

Уменьшение мощности турбины можно осуществить частичным закрытием регулирующих клапанов, т. е. дросселированием пара. А это означает потерю в экономичности. Если при этом говорить о надежности всей турбоустановки в целом, то она все равно не повышается, поскольку паропровод свежего пара и клапанные коробки остались под повышенным давлением, а сопротивление материала ползучести сильно зависит не только от температуры, но и от напряжения. Поэтому увеличение давления сопровождается увеличением напряжения в такой же степени, а оно в свою очередь — снижением срока службы.

Понижение давления перед турбиной не представляет для нее опасности, однако при этом уменьшаются КПД турбины и ее мощность. Если регулирующие клапаны турбины полностью открыты, то восстановить мощность без восстановления давления перед турбиной невозможно.

Заводы-изготовители в соответствии с ГОСТ обычно допускают изменение начального давления в пределах $\pm 0,5$ МПа.

На работающей турбоустановке и давление, и температура могут, конечно, изменяться одновременно. При этом *самым неблагоприятным случаем является одновременное увеличение давления и температуры,*

так как при этом происходит резкое снижение прочности паровпускной части турбины.

Изменение параметров свежего пара в турбинах с промежуточным перегревом сказывается на изменении параметров и расхода в турбине не так значительно, как в турбинах неблочного типа, поскольку температура пара в тракте промежуточного перегрева поддерживается независимо от температуры свежего пара. Тем не менее, как и на электростанциях неблочного типа, повышение начальной температуры пара подвергает опасности паровпускную часть турбины, паропроводы и пароперегреватель котла из-за ускорения процессов ползучести, а уменьшение начальной температуры при сохранении той же мощности требует увеличения расхода пара, что может вызвать перегрузку последней ступени и упорного подшипника турбины.

Отклонение температуры пара промежуточного перегрева приводит к одновременному изменению давления в промежуточном пароперегревателе. В частности, при уменьшении температуры промежуточного перегрева давление в нем будет уменьшаться (при неизменном положении регулирующих клапанов), что приведет к перегрузке ЦВД и разгрузке ЦНД. Мощность турбины при этом уменьшится, и для ее восстановления потребуются увеличить расход пара, что вызовет перегрузку последней ступени. Увеличение температуры промежуточного перегрева опасно по тем же причинам, что и увеличение температуры свежего пара.

Поэтому в инструкциях по обслуживанию блочных турбин указываются допустимые пределы изменения температуры как свежего пара, так и пара промежуточного перегрева. Обычно, как и в турбинах неблочного типа, допускается увеличение температуры пара не более чем на 5°C и уменьшение не более чем на 10°C .

Несмотря на все запрещения за-

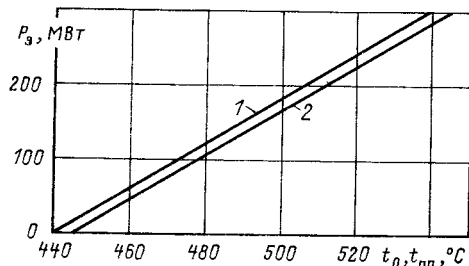


Рис. 9.12. Зависимость необходимой разгрузки турбины К-300-240 при снижении температуры свежего пара (1) и промежуточного перегрева (2)

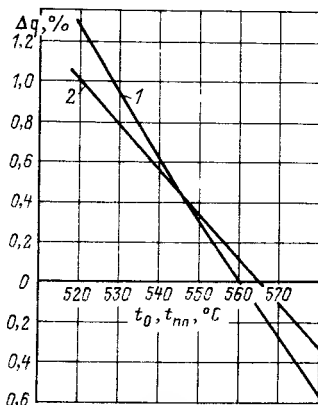


Рис. 9.13. Изменение удельного расхода теплоты энергоблока с турбиной К-300-240 при изменении начальной температуры пара (1) и температуры промежуточного перегрева (2)

вода—изготовителя турбины на электростанции может возникнуть положение, требующее работы турбины при сниженных параметрах пара. В этом случае турбина должна быть разгружена. На рис. 9.12 показан график, иллюстрирующий степень необходимой разгрузки турбины при снижении температуры свежего пара или пара промежуточного перегрева для блока К-300-240.

Изменение начальной температуры и температуры промежуточного перегрева приводит, конечно, и к изменению экономичности. На рис. 9.13 показаны соответствующие графики для турбины К-300-240.

При колебаниях параметров свежего пара или пара промежуточного перегрева необходимо очень внима-

тельно следить за изменениями относительного положения роторов ЦВД, ЦСД и ЦНД, температурой сегментов упорного подшипника и вибрацией турбоагрегата, которая может указывать на задевания, возникшие в проточной части вследствие недопустимого относительного удлинения или сокращения ротора.

9.6. РАБОТА ТУРБИНЫ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ ДАВЛЕНИИ В КОНДЕНСАТОРЕ

Выше отмечалось, как сильно скачивается давление в конденсаторе на экономичности турбины и турбинной установки. Ниже рассмотрено влияние давления в конденсаторе на надежность, а также на экономичность в связи с действием различных эксплуатационных факторов.

Понижение давления в конденсаторе по отношению к расчетному не представляет для него никакой опасности. Вместе с углублением вакуума увеличивается теплоперепад турбины и экономичность турбоустановки. Однако такое увеличение небеспредельно: вместе с углублением вакуума увеличиваются теплоперепад последней ступени и скорости в ее решетках. При некотором вакууме скорость пара достигает скорости звука и дальнейшее углубление вакуума не приводит к увеличению реального теплоперепада для проточной части турбины, так как расширение пара происходит за пределами ступени. Такой вакуум называют **предельным**.

Углублять вакуум ниже предельного, конечно, бессмысленно, поскольку при дополнительных затратах мощности на привод циркуляционных насосов, на улучшение плотности конденсатора и т. д. никакого дополнительного выигрыша в мощности или КПД не получается.

Поскольку давление и температура влажного пара жестко связаны, температура в конденсаторе однозначно определяет и давление в нем.

Существенное повышение давления в конденсаторе (ухудшение ваку-

ума) представляет несомненную опасность для ЦНД турбины и ее конденсатора. Главная опасность заключается в том, что при этом температура в выходном патрубке увеличивается. Это приводит к его перегреву, и в результате появляются расцентровки валопровода и возникает вибрация. Кроме того, разогрев ротора грозит возникновением осевых задеваний, особенно в цилиндрах, наиболее удаленных от упорного подшипника.

В турбинах с очень длинными последними лопатками значительное повышение давления в конденсаторе, особенно при очень малых пропусках пара, чревато появлением дополнительных напряжений в этих лопатках. Поэтому длительная работа при значительном ухудшении вакуума в таких турбинах не разрешается. Обычно каждая инструкция по обслуживанию предусматривает значение предельно высокого конечного давления, выше которого эксплуатация турбины при номинальной нагрузке не допускается. Для конденсационных турбин это давление находится на уровне 16 кПа, которому соответствует температура насыщения пара около 55 °С. Для теплофикационных турбин, особенно тех, конденсатор которых содержит встроенный теплофикационный пучок, допускаемое давление в конденсаторе значительно выше (это обстоятельство учтено в конструкции турбины). Например, турбина Т-100-130 ТМЗ допускает давление в конденсаторе до 30 кПа при работе на конденсационном режиме и 60 кПа — при работе в режиме противодавления.

При ухудшении вакуума ниже допустимого необходимо разгружать турбину путем снижения ее мощности. Обычно дополнительное снижение вакуума ниже предельного на 133,3 Па (1 мм рт. ст.) требует снижения нагрузки на 1—2 МВт, с тем чтобы при вакууме около 56,8 кПа (500 мм рт. ст.) турбина была переведена на холостой ход.

Особую опасность для рабочих лопаток последних ступеней представляют одновременное ухудшение вакуума в конденсаторе и уменьшение расхода пара. В этом случае могут возникнуть интенсивные самовозбуждающиеся колебания (автколебания) рабочих лопаток. Такие режимы особенно опасны для теплофикационных турбин, работающих в осенне-зимний период с малым вентиляционным пропуском пара в конденсатор и ухудшенным вакуумом из-за нагрева воды во встроенном теплофикационном пучке.

На рис. 9.14, а показано, как изменяются напряжения в рабочих лопатках по испытаниям ВТИ в зависимости от противодавления и отно-

сительного пропуска пара $\bar{G}\bar{v}_2 = Gv_2 / ((Gv_2)_н)$, где $(Gv_2)_н$ — пропуск пара на номинальном режиме. Максимальное значение напряжений возникает при $\bar{G}\bar{v}_2 = 2 \div 4 \%$, и, как показывают опыты, оно примерно пропорционально давлению p_k .

Анализ результатов измерений динамических напряжений в лопатках конкретной турбины позволяет построить диаграмму допустимых режимов работы (рис. 9.14, б). Из нее видно, что при любом расходе пара через последнюю ступень давление в конденсаторе p_k не должно быть больше вполне определенного значения. Если, например, расход пара $G_2 = 5$ т/ч, то давление в конденсаторе не должно превышать 27,5 кПа. Соответственно и обратно: если условия нагрева воды во встроенном теплофикационном пучке таковы, что давление в конденсаторе не может быть ниже определенной величины, то и расход пара в конденсатор должен быть соответствующим. Если, например, давление в конденсаторе 40 кПа, то расход пара должен быть либо очень малым (2,5 т/ч), либо не менее 62 т/ч.

Небольшие повышения давления в конденсаторе не влияют на его надежность, однако сильно сказываются на экономичности турбинной установки.

В общем случае температура t_k в горловине конденсатора, определяющая давление в нем, находится из соотношения

$$t_k = t_{в1} + \Delta t_{в} + \delta t, \quad (9.5)$$

где $t_{в1}$ — температура поступающей в конденсатор циркуляционной воды; $\Delta t_{в}$ — нагрев воды в конденсаторе (разность температур циркуляционной воды на выходе $t_{в2}$ и входе в конденсатор); δt — температурный напор (разность между температурой пара, поступающего в конденсатор, t_k и температурой циркуляционной воды на выходе из конденсатора $t_{в2}$).

Температура охлаждающей воды

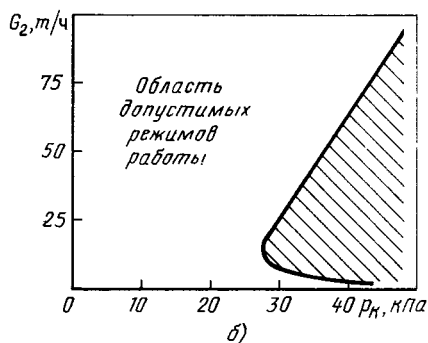
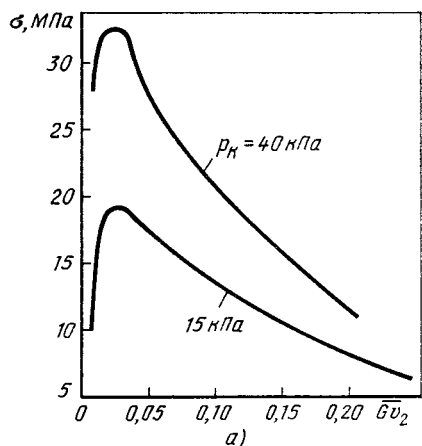


Рис. 9.14: Влияние относительного пропуска пара и противодавления за ступенью на динамические напряжения в лопатках последней ступени теплофикационной турбины (а) и область допустимых режимов работы (б)

$t_{в1}$ зависит от местоположения станции, вида водоснабжения и других причин, в частности от времени года. Поэтому зимой вакуум в конденсаторе всегда глубже, чем летом.

Значение нагрева охлаждающей воды в конденсаторе легко получить из теплового баланса конденсатора. Действительно, теплота, отданная паром при конденсации охлаждающей воде, равна $G_k(h_k - h'_k)$, где G_k — расход пара в конденсатор, h_k — энтальпия пара, h'_k — энтальпия образующегося конденсата, и совпадает с теплотой, унесенной циркуляционной водой:

$$c_b W (t_{в2} - t_{в1}) = c_b W \Delta t_b.$$

Здесь W — расход охлаждающей воды через конденсатор; c_b — теплоемкость воды.

Таким образом,

$$\Delta t_b = \frac{G_k}{c_b W} (h_k - h'_k). \quad (9.6)$$

Разность $\Delta h_k = h_k - h'_k$ в широком диапазоне изменения температуры

влажного пара слабо зависит от температуры в конденсаторе, поэтому нагрев охлаждающей воды оказывается прямо пропорциональным расходу пара в конденсатор и обратно пропорциональным расходу циркуляционной воды. Именно поэтому уменьшение нагрузки турбины при фиксированном расходе циркуляционной воды позволяет сохранять вакуум.

Температурный напор δt отражает совершенство теплообмена в конденсаторе. Чем выше воздушная плотность конденсатора, чем лучше работает эжектор; чем чище трубки, по которым движется охлаждающая вода, тем меньше значение δt и тем глубже вакуум в конденсаторе.

Для работающих турбоустановок путем испытаний для каждого типа конденсаторов получают набор нормативных характеристик, позволяющих осуществлять контроль качества их работы.

На рис. 9.15, а показана зависимость давления p_k в горловине конденсатора турбины К-300-240 ХТЗ от

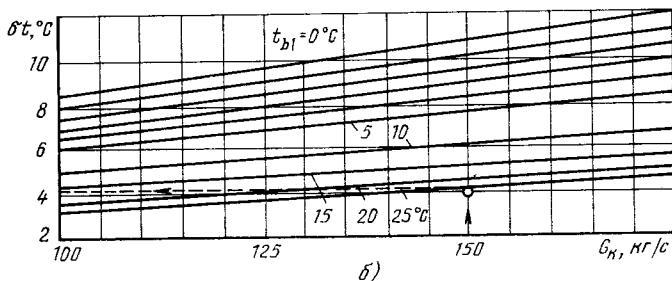
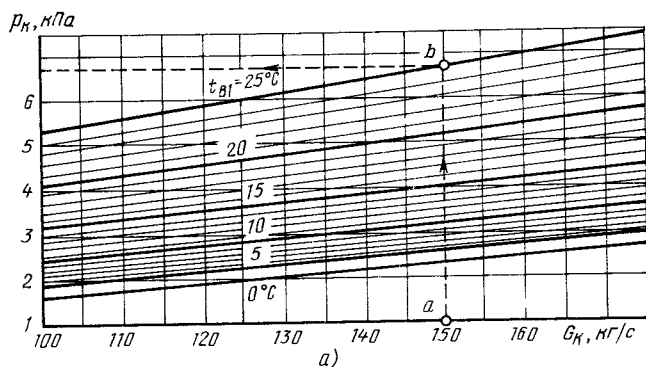


Рис. 9.15. Нормативная характеристика конденсатора турбины К-300-240 ХТЗ при расходе охлаждающей воды $34800 \text{ м}^3/\text{ч}$ (а) и зависимость температурного напора от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды (б)

расхода пара в него при различной температуре охлаждающей воды на входе в конденсатор при ее номинальном расходе $W_0 = 34\,800 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Пример 9.6. Оценить качество работы конденсатора, нормативная характеристика которого показана на рис. 9.15, а, если при расходе пара в конденсатор $G_k = 150 \text{ кг/с}$ разрежение в нем $H = 93.33 \text{ кПа}$ (700 мм рт. ст.). Температура охлаждающей воды $t_{в1} = 25^\circ\text{С}$. Барометрическое давление $B = 100 \text{ кПа}$ (750 мм рт. ст.). Давление в конденсаторе равно $p_k = B - H = 100 - 93.33 = 6.67 \text{ кПа}$.

Проводя на рис. 9.15, а вертикаль ab до пересечения с линией, соответствующей $t_{в1} = 25^\circ\text{С}$, получаем точку b , которой отвечает давление $p_k = 6.57 \text{ кПа}$. Таким образом, давление в конденсаторе на 0.1 кПа выше нормативного. Это значение находится в пределах точности измерений давления вакуумметром.

Часто характеристику, показанную на рис. 9.15, а, строят в других координатах — в виде зависимости температурного напора δt от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды $t_{в1}$ при номинальном ее расходе. Пример такой характеристики для турбины К-300-240 ХТЗ показан на рис. 9.15, б. Если температурный напор в условиях эксплуатации оказывается большим, чем следует из нормативной характеристики, то это свидетельствует об ухудшении работы конденсатора вследствие загрязнения охлаждающей поверхности трубок, увеличения присосов воздуха или ухудшения работы отсасывающих устройств. Возможные причины повышения давления в конденсаторе и методы их устранения изложены в § 12.6.

Пример 9.7. Определить температурный напор для условий примера 9.6 и сравнить его с нормативным. Принять $\Delta h_k = 2304 \text{ кДж/кг}$. В соответствии с формулой (9.6) нагрев воды в конденсаторе равен $\Delta t_v =$

$$= \frac{G_k \Delta h_k}{c_v W_0} = \frac{150 \cdot 2304}{4.19 \cdot 9667} =$$

$= 8.5^\circ\text{С}$, где $c_v = 4.19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$; $W_0 = 34\,800 \text{ т/ч} = 9667 \text{ кг/с}$. Давлению $p_k = 6.67 \text{ кПа}$ соответствует температура насыщения (см. табл. 1.1) $t_k = 38.1^\circ\text{С}$. Из фор-

мулы (9.5) получаем $\delta t = t_k - t_{в1} - \Delta t_v = 38.1 - 25 - 8.5 = 4.6^\circ\text{С}$.

Из рис. 9.15, б следует, что нормативный температурный напор δt при $G_k = 150 \text{ кг/с}$ составляет 4.2°С , т. е. получаем вывод, совпадающий с выводом примера 9.6.

Следует подчеркнуть, что величина δt имеет малое значение, получаемое в результате вычитания существенно больших значений, поэтому даже малые ошибки в измерениях этих значений (или при пользовании таблицами) могут привести к значительным ошибкам в их разностях.

Для возможности оценки влияния изменения вакуума на мощность турбины можно построить сетку поправок — зависимость дополнительно вырабатываемой или теряемой мощности от давления в конденсаторе при различных пропусках пара в него. Пример сетки поправок для турбины К-300-240 ХТЗ приведен на рис. 9.16. Каждая из кривых относится к фиксированному пропуску пара G_k в конденсатор. Рассмотрим кривую ab , относящуюся к расходу $G_{k0} = 156.6 \text{ кг/с}$. Номинальное давление в конденсаторе $p_k = 3.43 \text{ кПа}$, поэтому поправка к мощности в точке A равна нулю.

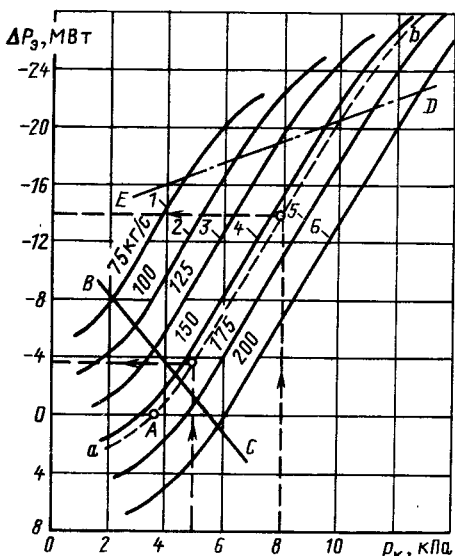


Рис. 9.16. Поправки к мощности на отклонение давления отработанного пара в конденсаторе турбины К-300-240 ХТЗ:

1, 2, 3, 4, 5, 6 — расходы пара в конденсатор соответственно 75, 100, 125, 150, 175 и 200 кг/с

При углублении вакуума (уменьшении давления) выработка дополнительной мощности растет до тех пор, пока не будет достигнут предельный вакуум. Наоборот, по мере ухудшения вакуума вырабатываемая мощность уменьшается. В диапазоне нагрузок, отмеченных линиями BC и ED , поправка к мощности и давление в конденсаторе связаны линейно: изменение давления на 1 кПа приводит к изменению мощности на 3,34 МВт.

Пример 9.8. Расчетное давление в конденсаторе при расходе в него 156,6 кг/с составляет 3,43 кПа. Вычислить уменьшение мощности турбины при увеличении давления в конденсаторе до $p_k = 5$ кПа.

Находя по оси абсцисс значение 5 кПа и восстанавливая перпендикуляр до пересечения со штриховой линией, отвечающей заданному расходу пара, получаем уменьшение мощности на $\Delta P_3 = 3,6$ МВт, что составляет $3,6/300 = 0,012 = 1,2\%$ мощности турбины на номинальном режиме.

Если, например, вследствие возрастания температуры охлаждающей воды давление в конденсаторе возрастет до 8 кПа, то, проводя аналогичные построения (см. рис. 9.16), получим, что уменьшение мощности составит $\Delta P_3 = 13,6 - 3,6 = 10$ МВт.

9.7. ЯВЛЕНИЯ, ВОЗНИКАЮЩИЕ В ТУРБИНЕ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМАХ

Любые нестационарные режимы всегда связаны со снижением надежности и экономичности энергетического оборудования. Задача эксплуатационного персонала состоит в том, чтобы вести эти режимы в строгом соответствии с инструкцией, составленной на основе расчетов и опыта эксплуатации аналогичного оборудования, допуская лишь минимальное снижение надежности и небольшой перерасход топлива.

При изменении режима работы турбоустановки давления и температуры в проточной части турбины изменяются. Последствия этого при очень медленном изменении режимов рассмотрены выше, в § 9.3. Ниже рассматриваются явления, возникающие при относительно быстром изменении параметров в проточной части турбины.

Быстрое изменение расхода пара и, следовательно, давления в проточной части опасно для турбоустановок, имеющих большие аккумулярующие емкости пара (например, промежуточный пароперегреватель для турбин ТЭС или СПП для турбин АЭС). В этом случае осевые усилия, приложенные к различным роторам (например, ЦВД и ЦСД), изменяются во времени по-разному и это приводит к появлению значительной неуравновешенной осевой силы.

Пример 9.9. При номинальной нагрузке к ротору ЦВД турбины К-300-240 ХТЗ (см. рис. 6.37) приложена осевая сила 618 кН, а к ротору ЦСД — 612 кН. Результирующая неуравновешенная сила, действующая на колодки упорного подшипника, составляет всего 6 кН. При отключении генератора от сети доступ пара в турбину резко уменьшается и давление в ЦСД через 1,5—2 с падает почти до нуля, а давление в камере регулирующей ступени ЦВД в это время составляет 4—5 МПа. Это приводит к появлению неуравновешенной осевой силы в несколько сотен килоньютон.

К еще большим последствиям приводит изменение температуры в проточной части.

Основным следствием изменения температуры является возникновение в деталях турбин и других элементах турбоустановки нестационарного распределения температур — нестационарных полей. В свою очередь это приводит к двум явлениям.

Во-первых, разные детали турбины «в среднем» прогреваются по-разному. Это приводит к тому, что их тепловое расширение оказывается различным в различные моменты времени и поэтому возникает опасность задеваний вращающихся деталей о неподвижные, освобождения отдельных деталей на валу, затруднения свободного теплового расширения одних деталей относительно других.

Во-вторых, в деталях вследствие неравномерного прогрева возникают температурные напряжения, приводящие при их цикли-

ческом повторении к трещинам малоциклового усталости.

При нестационарных режимах наиболее важными являются следующие взаимные деформации деталей: 1) продольное расширение или сокращение ротора относительно статора; 2) тепловой изгиб ротора; 3) деформация корпуса вследствие несимметричного прогрева.

При быстром повышении температуры пара ротор турбины нагревается быстрее, чем корпус, поскольку его масса меньше, а поверхность и интенсивность теплообмена с паром значительно больше. Поэтому ротор расширяется быстрее статора, и это вызывает опасность осевых задеваний в проточной части. При подаче в турбину пара с температурой более низкой, чем температура ее деталей, происходит сокращение ротора относительно статора. Это явление еще более опасно, чем относительное расширение ротора, поскольку осевые зазоры между рабочим диском и предшествующей по ходу пара диафрагмой всегда меньше, чем между диском и стоящей за ним диафрагмой.

Тепловой изгиб ротора возникает при его несимметричном прогреве. Перед пуском конденсационной турбины в ней создается вакуум с помощью эжектора. Для этого на уплотнения турбины подается пар, а из внутренней полости турбины отсасывается паровоздушная смесь. Подвод пара к ротору осуществляется не по всему его периметру, а по его части, и если подать пар на неподвижный ротор, он будет нагреваться по окружности неравномерно и возникнет тепловой изгиб. Поэтому в процессе всего пуска, пока в турбину не поступает пар от регулирующих клапанов, ротор турбины вращается валоповоротным устройством.

При частичной нагрузке турбины в камере регулирующей ступени температура пара, прошедшего через полностью и частично открытые клапаны, будет различной, темпе-

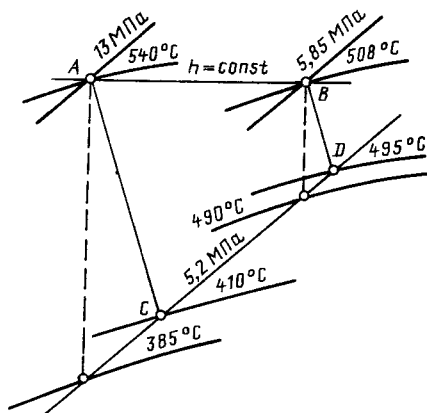


Рис. 9.17. Процессы расширения отдельных потоков пара в регулирующей ступени при 60 % номинального расхода для турбины с сопловым парораспределением (см. рис. 9.3)

ратура за дугой, питаемой от частично открытого клапана (процесс ABD на рис. 9.17), будет большей из-за дросселирования пара в клапане.

Например, при нагрузке 165 МВт в камере регулирующей ступени турбины К-200-130 ЛМЗ температура за дугой подвода, питаемой первыми двумя полностью открытыми клапанами, равна 480 °С, а за частично открытым третьим клапаном 520 °С.

Неравномерный нагрев корпуса турбины по окружности приводит к его изгибу вследствие того, что более нагретые образующие корпуса расширяются сильнее, чем менее нагретые.

Первые испытания турбины Т-100-130 ТМЗ показали, что при нагрузке примерно 30–45 МВт разность температур между верхом и низом корпуса ЦВД составляла 70–80 °С. При этом корпус изгибался осью вверх со стрелой прогиба 0,7–0,8 мм. Одной из причин такого прогиба оказалось сильное дросселирование пара в частично открытом клапане (с 13 до 3 МПа), вследствие чего разность температур составила 88 °С; другой причиной были неудовлетворительные условия для окружной циркуляции пара в камере регулирующей ступени. В результате принятых мер удалось уменьшить разность температур верха и низа корпуса до 10 °С.

Ориентировочные оценки показывают, что каждые 10 °С разности температур верха и низа создают прогиб

корпуса вверх примерно на 0,13—0,15 мм. Поэтому каждый турбинный завод оговаривает ту предельную разность температур верха и низа корпуса, при которой разрешаются пуск и эксплуатация турбины. При больших разностях возникает опасность задеваний между ротором и гребешками уплотнений, расположенными в нижних частях диафрагм. Обычно допускаемая разность температур составляет 25—35 °С. Такой же выгиб корпуса турбины может произойти из-за неодинакового нагрева фланцев: при более нагрев-ных верхних фланцах корпус изгибается вверх.

На одной из турбин ПТ-60-130 ЛМЗ вследствие несимметричного обогрева нижний фланец нагревался сильнее верхнего на 30 °С, в результате чего радиальные зазоры в проточной части уменьшались на 0,6 мм. При отладке турбины Т-100-130 ТМЗ возникла разница температур фланцев в 60 °С.

При *неравномерном прогреве отдельной детали в ней возникают температурные напряжения*. Процесс их возникновения можно понять из рис. 9.18. Если некоторый стержень длиной l , имеющий температуру T_0 , нагреть дополни-

тельно на величину ΔT , то он удлинится на величину $\Delta l = \alpha_T l \Delta T$ (рис. 9.18, а), но никаких напряжений в нем не возникнет. Если, однако, перед нагревом стержень закрепить между двумя жесткими плитами (см. рис. 9.18, б), то он расширяться не сможет и в каждом его сечении возникнет деформация сжатия, величина которой равна

$$\varepsilon_T = -\Delta l_T / l = -\alpha_T \Delta T, \quad (9.7)$$

и в соответствии с законом Гука появятся напряжения сжатия

$$\sigma = E \varepsilon_T = -E \alpha_T \Delta T. \quad (9.8)$$

Если тот же свободный стержень нагреть до температуры $T = T_0 + \Delta T$ (рис. 9.18, в), затем зажать между двумя жесткими плитами и охладить до температуры $T = T_0$ (рис. 9.18, г), то он будет стремиться сократиться. Жесткие плиты не дадут ему сделать это, и стержень окажется растянутым на величину Δl_T . Поэтому возникнут напряжения растяжения $\sigma = E \alpha_T \Delta T$.

На рис. 9.18, д показана конструкция из трех стержней, закрепленных на общем жестком основании и связанных единой жесткой плитой, которая может перемещаться только в вертикальном направлении. Если теперь стержень 1 нагреть на ΔT , то в нем возникнут напряжения сжатия, поскольку холодные стержни 2 и 3 не дадут ему свободно переместиться вверх верхнюю плиту. В холодных стержнях также возникнут напряжения, но это уже будут напряжения растяжения, создаваемые расширяющимся стержнем 1.

Аналогичные явления возникают и в деталях турбины: корпусе, роторе и т. д. Действительно, отдельные зоны детали стремятся расширяться в соответствии со своей температурой, однако поскольку все зоны детали связаны в единое целое, то это невозможно. Деталь в целом расширяется в соответствии со своей средней температурой. Поэтому в зонах

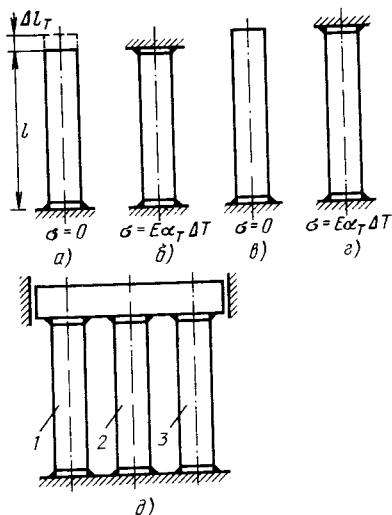


Рис. 9.18. Возникновение температурных напряжений в стержне, зажатом между жесткими плитами

детали, имеющих более высокую температуру, чем средняя, возникают сжимающие напряжения. Наоборот, в элементах, имеющих температуру более низкую, чем средняя, возникают напряжения растяжения.

Следует запомнить, что температурные напряжения в любой точке детали пропорциональны разности температуры в этой точке и средней температуры детали. Поэтому, если поверхность детали нагревается быстро, а сама деталь не успевает прогреться (т. е. ее средняя температура остается низкой), возникают высокие температурные напряжения. Наоборот, если температура поверхности детали изменяется медленно и мало отличается от средней температуры, возникающие температурные напряжения будут небольшими.

Пример 9.10. Определить температурные напряжения в стержнях конструкции, приведенной на рис. 9.18, *д*, если температуры стержней соответственно равны: $T_1 = 550^\circ\text{C}$; $T_2 = 150^\circ\text{C}$; $T_3 = 150^\circ\text{C}$, а стержни выполнены из стали 20ХМФЛ.

Из табл. 3.3 находим: $E = 170\,000$ МПа, $\alpha = 13,6 \cdot 10^{-6}$ 1/К. Средняя температура стержней равна $T_{\text{ср}} = (550 + 150 + 150)/3 = 283,3^\circ\text{C}$.

Температурные напряжения в стержне 1 можно подсчитать по формуле (9.8): $\sigma_1 = E\alpha_1(T_{\text{ср}} - T_1) = 170\,000 \cdot 13,6 \cdot 10^{-6} \times (283,3 - 550) = -616,6$ МПа. Совершенно аналогично для стержней 2 и 3 получим: $\sigma_2 = \sigma_3 = 308,1$ МПа.

Из этого примера ясно, что возникающие температурные напряжения зависят от характера распределения температуры в детали. В подавляющем большинстве случаев

распределение температуры в детали имеет параболический характер. Например, температурные поля в обогреваемой стенке (рис. 9.19, *а*) описываются простым соотношением

$$T = T_0 + \Delta T(x/h)^q, \quad (9.9)$$

где q — показатель параболы, а в сечении ротора (рис. 9.19, *б*) — соотношением

$$T = T_0 + \Delta T\left(\frac{r-r_0}{r_1-r_0}\right)^q. \quad (9.10)$$

В большинстве случаев $q = 2 \div 4$.

Наибольшие напряжения возникают на обогреваемой поверхности, где температура на величину ΔT больше, чем температура на необогреваемой поверхности. Можно получить, что на обогреваемой поверхности пластины действуют напряжения

$$\sigma = -\frac{q}{q+1} \frac{\alpha E}{1-\mu} \Delta T, \quad (9.11)$$

а на внешней поверхности ротора (при малом значении r_0 по сравнению с r_1)

$$\sigma = -\frac{q}{q+2} \frac{\alpha E}{1-\mu} \Delta T. \quad (9.12)$$

В последних соотношениях μ — коэффициент поперечного сужения (коэффициент Пуассона) — характеристика материала, указывающая, какую долю продольного удлинения составляет поперечное сужение. Для сталей $\mu \approx 0,3$.

Пример 9.11. Определить напряжения во фланце корпуса турбины, изготовленного из стали 20ХМФЛ, если распределение температуры по толщине подчиняется закону кубической параболы ($q=3$), а разность температур $\Delta T = 35^\circ\text{C}$.

Используя значения E и α , из предыдущего примера и полагая значение коэффициента Пуассона $\mu = 0,3$, по формуле (9.11) получаем

$$\sigma = -\frac{3}{3+1} \frac{13,6 \cdot 10^{-6} \cdot 1,7 \cdot 10^5}{1-0,3} \times$$

$$\times 35 = -86,7 \text{ МПа.}$$

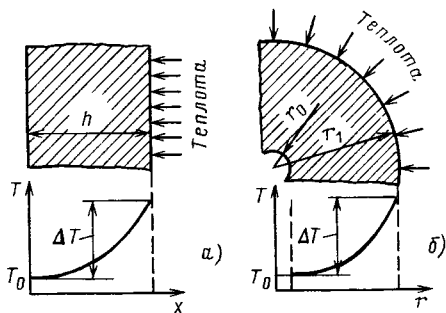


Рис. 9.19. Распределение температур в стенке корпуса (*а*) и в сечении ротора (*б*) турбины

Многократное повторение высоких температурных напряжений при каждом пуске, остановке или резком изменении нагрузки приводит к появлению в деталях трещин малоциклового усталости (см. гл. 11).

В некоторых случаях высокие температурные напряжения могут вызвать хрупкое разрушение детали (см. § 11.3). Особенно опасными они являются для роторов ЦНД тихоходных турбин насыщенного пара, большие размеры которых способствуют появлению в них значительных температурных напряжений даже при невысокой температуре пара.

Энергетический блок кроме турбины включает в себя и другие элементы, температура которых при нестационарных режимах быстро изменяется и в которых возникают высокие температурные напряжения. К ним относятся: корпуса регулирующих и стопорных клапанов, установленных вне турбины; корпуса задвижек на паропроводах; тройники; сами паропроводы; барабан, если котел барабанный; сепаратор, если котел прямоточный.

В результате довольно сложных расчетов, проводимых научно-исследовательскими институтами, натурных экспериментов, экспериментов на моделях, а также с учетом опыта эксплуатации устанавливаются критерии безопасного пуска на основе анализа температурных напряжений. В большинстве случаев это — разности температур ΔT [см. формулы (9.11) и (9.12)] в характерных точках детали: по толщине стенки корпуса, по ширине фланца, между фланцем и шпилькой, между крышкой и корпусом стопорного клапана и т. д. В тех случаях, когда измерить и вывести на прибор такие разности затруднительно (например, между поверхностью ротора и его расточкой), задают предельно допустимые скорости изменения параметров пара, омывающего рассматриваемую деталь.

Общее правило, обеспечивающее

безопасные температурные напряжения, состоит в том, что температура среды, омывающей деталь, не должна существенно отличаться от температуры поверхности детали. При этом предпочтительнее иметь температуру пара большей, чем температуру детали. Вызвано это тем, что при охлаждении детали в ней возникают температурные напряжения растяжения, которые более опасны, чем напряжения сжатия.

При нестационарных режимах затраты топлива на производство электроэнергии всегда оказываются повышенными. Особенно велики потери теплоты при пусках турбоагрегатов. При подготовительных операциях к пуску блочных установок производятся деаэрация питательной воды, набор вакуума в конденсаторе, промывка трубной системы котла, его растопка и доведение параметров за ним до необходимых, приведение ротора турбины во вращение, разгон турбины до номинальной частоты и включение турбогенератора в сеть. На всех этих этапах, суммарная длительность которых может достигать несколько часов, затрачивается большое количество топлива и электроэнергии для привода вспомогательных механизмов, а выработки полезной электроэнергии не происходит.

При нагружении турбины (этот период также может длиться несколько часов) турбина работает в нерасчетном режиме по пропуску пара, начальным параметрам и конечному давлению и потому имеет сниженную экономичность.

Разница в расходах топлива, затраченного на пуск и нагружение установки, и топлива, эквивалентного выработанной в сеть электроэнергии, называется пусковой потерей топлива.

На рис. 9.20 показаны пусковые потери топлива (в тоннах условного топлива) для блоков 160, 200 и 300 МВт в зависимости от продолжительности предварительного простоя, полученные Южтехэнерго. Вид-

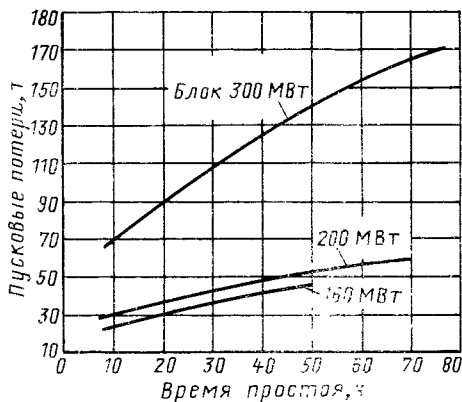


Рис. 9.20. Зависимость пусковой потери топлива от времени предварительного простоя блока

но, что пусковые потери тем выше, чем больше время предварительного простоя и выше начальные параметры блока.

Для уменьшения пусковых потерь топлива пусковая схема турбоустановки выполняется так, чтобы по возможности использовать теплоту, вырабатываемую в котле, но не используемую в турбине, однако существенного уменьшения пусковых потерь топлива добиться таким способом невозможно.

Наиболее радикальным способом уменьшения пусковых потерь является ускорение пуска. Однако при чрезмерно быстрых пусаках в турбине возникают явления, угрожающие ее надежной работе

Контрольные вопросы и задачи

1. Какие основные требования предъявляются к эксплуатации ПТУ? Почему обеспечению надежности работы оборудования необходимо придавать первейшее значение?
2. Назовите основные показатели надежности паровых турбин регламентированные ГОСТ, и их значения.
3. В чем состоит принципиальное отличие стационарных режимов от нестационарных?
4. Назовите узлы и детали турбины, на надежность которых следует обращать внимание в первую очередь при работе турбины с изменяющимся пропуском пара
5. Перечислите основные нестационарные режимы турбоустановки.

6. Расход пара на номинальном режиме через группу ступеней $G_0 = 125$ кг/с. Давление перед ней $p_{00} = 9$ МПа, за ней $p_{20} = 3$ МПа. Определите расход пара при уменьшении давления перед и за группой на 0,3 МПа при неизменных температурах в проточной части.

7. Пользуясь рис. 9.2, б, определите, как изменится мощность каждой из ступеней группы при уменьшении расхода пара на 20 % в предположении неизменности КПД каждой из ступеней.

Для решения задачи используйте соотношение $P_i = G \eta_{i\text{г}}$.

8. Почему при уменьшении температуры пара перед группой ступеней осевое усилие, приложенное к ней, увеличивается?

9. Почему при отключении регенеративных подогревателей необходимо снижать нагрузку турбины?

10. Какой режим является самым опасным для рабочих лопаток регулирующей ступени?

11. Почему при регулировании нагрузки начальным скользящим давлением повышается надежность турбины?

12. Какие преимущества имеет режим скользящего давления для энергоблока?

13. Почему коэффициент холостого хода для турбин с противодавлением всегда выше, чем для турбин конденсационных?

14. Почему режим скользящего давления пока мало используют для теплофикационных турбин?

15. Какие параметры связывает между собой диаграмма режимов турбины с одним регулируемым отбором пара?

16. Почему турбину с регулируемым отбором пара и конденсацией не эксплуатируют в чисто противодавленческом режиме, а оставляют некоторый минимальный пропуск пара в ЧНД?

17. Пользуясь диаграммой режимов на рис. 9.11, определите расход свежего пара, если при мощности 40 МВт отпускается в отбор 30 кг/с пара.

18. Оцените увеличение срока службы паропроводов турбоустановки при снижении начальной температуры с 565 до 540 °С при расчетном сроке их службы 100 000 ч.

19. Перечислите все отрицательные последствия снижения температуры пара перед турбиной.

20. До какой мощности необходимо разгрузить турбину К-300-240 при уменьшении начальной температуры пара до 520 °С?

21. Каковы отрицательные последствия повышения давления в конденсаторе?

22. Для какой цели получают нормативные характеристики конденсатора?

23. Пользуясь рис. 9.15 и 9.16, определите поправку к мощности турбины К-300-240 ХТЗ при работе ее на номинальном режиме при использовании охлаждающей воды с температурой 25, 15 и 5 °С.

24. Пользуясь рис. 9.15 и 9.16, определите поправку к мощности турбины К-300-240 ХТЗ при снижении расхода пара в конденсаторе в 2 раза.

25. Назовите возможные последствия быстрого изменения давления и температуры в проточной части турбины.

26. Определите температурные напряже-

ния в стержнях (см. рис. 9.8, *д*) для условий примера 9.10, но в предположении, что площадь поперечного сечения стержней 2 и 3 вдвое больше, чем площадь стержня 1.

Глава десятая

ВИБРАЦИОННАЯ НАДЕЖНОСТЬ ТУРБОАГРЕГАТА

10.1. ПОНЯТИЕ О ВИБРАЦИИ

Вибрацией, или колебаниями, тела называют его небольшие перемещения во времени относительно положения равновесия.

На рис. 10.1, *а* показана простейшая колеблющаяся система, состоящая из твердого тела, подвешенного на пружине. Если тело сместить, например, вниз и отпустить, то оно начнет совершать колебания.

Если тело поместить в пустоту, где трение о среду и трение в материале пружины предположить отсутствующими, то тело будет совершать свободные незатухающие гармонические колебания (рис. 10.1, *б*).

Свободными эти колебания называются потому, что на тело при колебаниях не действуют никакие силы, незатухающими — потому, что их

амплитуда A не изменяется во времени, гармоническими — потому, что смещения во времени τ происходят по гармоническому закону, например

$$y = A \sin p\tau.$$

Величина p в этой формуле представляет собой число колебаний за время 2π , т. е. за 6,28 с, и потому называется круговой частотой собственных колебаний.

Действительно, если $p=1$, то одно полное колебание будет совершено за период $\tau_0=2\pi$. Если $p=2$, то для одного полного колебания потребуются время $\tau_0=\pi$, а для произвольной круговой частоты p — время $\tau_0=2\pi/p$. Следовательно, $p=2\pi/\tau_0=6,28/\tau_0$, т. е. p — число колебаний за время 6,28 с.

Величину $f=p/2\pi=1/\tau_0$, представляющую собой число колебаний за 1 с, называют просто частотой колебаний и измеряют в герцах (1 Гц — это 1 колебание за 1 с).

Необходимо подчеркнуть, что частота собственных колебаний — это характеристика системы, зависящая от ее параметров (в нашем случае — от массы тела и податливости пружины) и совершенно не зависящая от того, колеблется эта система или остается неподвижной.

Чем больше масса и податливость (деформативность) системы (это относится к любой системе), тем меньше частота собственных колебаний, и наоборот.

Рассмотренные свободные незатухающие колебания являются идеализированными, поскольку всегда имеются силы сопротивления, которые приводят к постепенному уменьшению амплитуды колебаний

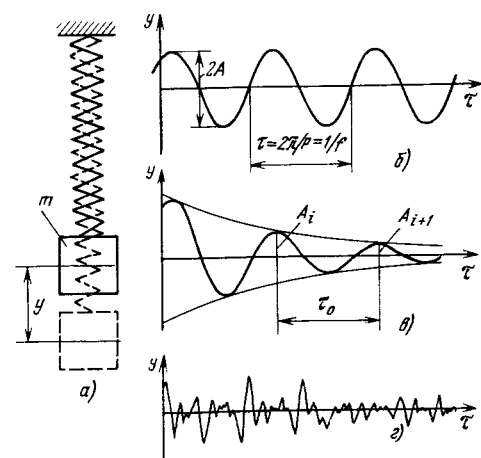


Рис. 10.1. Виды вибрации:

а — простейшая колеблющаяся система; *б* — гармонические незатухающие колебания; *в* — гармонические затухающие колебания; *г* — произвольные колебания

(рис. 10.1, в). Колебания с уменьшающейся амплитудой называют затухающими. Быстрота затухания определяется логарифмическим декрементом колебаний $\eta = \ln(A_i/A_{i+1})$, где A_i и A_{i+1} — отношение двух амплитуд соседних колебаний. Чем выше η , тем быстрее затухают колебания.

Незатухающие колебания при наличии сил сопротивления можно создать, если к телу приложить гармоническую силу любой частоты. Эту силу называют возмущающей, так как она вызывает колебания, а возникающие колебания — вынужденными. При действии возмущающей силы тело колеблется с частотой, равной частоте возмущающей силы, независимо от значения своей собственной частоты колебаний. Амплитуда смещений при вынужденных колебаниях зависит в первую очередь от близости частоты возмущающей силы $f_{в.с}$ к частоте собственных колебаний f .

Если $f_{в.с}$ и f различаются лишь на 10 %, то эта возмущающая сила не может «раскачать» систему, т. е. возникающие колебания будут иметь небольшую амплитуду.

При $f_{в.с} = f$ возникает явление резонанса, при котором направление скорости движения постоянно совпадает с направлением действия возмущающей силы. Вследствие этого возмущающая сила работает очень эффективно и сильно «раскачивает» систему. Амплитуда при резонансе $A \sim 1/\eta$, поэтому чем выше демпфирование, тем меньше прогибы при резонансе.

Ясно, что чем сильнее колеблется система, тем большие напряжения появляются в ее деталях и тем больше вероятность усталостных поломок и задеваний, например, в проточной части турбины. Поэтому в турбинах стараются избегать резонанса либо путем изменения характеристик системы, т. е. частоты собственных колебаний, либо путем изменения частоты возмущающих сил.

10.2. ВИБРАЦИЯ ТУРБОАГРЕГАТА И ЕЕ ПОСЛЕДСТВИЯ

Когда говорят о вибрации турбоагрегата, то обычно имеют в виду колебания системы, состоящей из собственно турбоагрегата и его фундамента, установленного на свайное основание или на грунт. Непосредственным источником колебаний является валопровод турбоагрегата, который, вращаясь на масляной пленке подшипников, передает через нее усилия на вкладыши подшипников и их корпуса. В свою очередь вибрирующие корпуса подшипников и связанные с ними корпуса цилиндров возбуждают вибрацию верхней фундаментной плиты, а та — вибрацию колонн и нижней фундаментной плиты.

Вибрация турбоагрегата должна измеряться и регистрироваться с помощью стационарной аппаратуры непрерывного контроля вибрации подшипниковых опор, которая должна соответствовать государственному стандарту. В частности, эта аппаратура должна включать в себя систему защиты с сигнализацией и последующей остановкой турбоагрегата в случае возникновения недопустимой

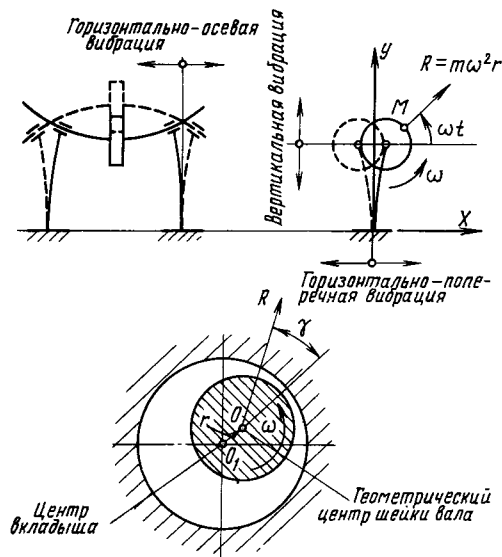


Рис. 10.2. Возникновение вибрации вследствие небаланса

вибрации или ее внезапного изменения.

Вибрация турбоагрегата может происходить во всех трех направлениях. Поэтому ее измеряют на всех подшипниковых опорах в трех взаимно перпендикулярных направлениях (рис. 10.2): вертикальном, горизонтально-поперечном и горизонтально-осевом по отношению к оси вала турбоагрегата.

Горизонтально-осевую и горизонтально-поперечную вибрацию измеряют на уровне оси вала турбоагрегата против середины длины опорного вкладыша с левой стороны, если смотреть со стороны переднего подшипника. Измерительные датчики прикрепляются к фланцу крышки подшипника. Вертикальную вибрацию измеряют на верхней части крышки подшипника над серединой длины его вкладыша.

Анализ вибрации турбоагрегатов показывает, что она носит сложный характер во времени (см. рис. 10.1, г) и поэтому в общем случае не может быть измерена такой простой величиной, как амплитуда колебаний. Однако как бы ни была сложна вибрация, ее можно представить как результат сложения бесконечного числа синусоид частоты ω_i и амплитуды A_i . Поэтому мерой уровня вибрации является виброскорость

$$V = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{A_1^2 \omega_1^2 + A_2^2 \omega_2^2 + \dots + A_n^2 \omega_n^2}, \quad (10.1)$$

измеряемая непосредственно прибором и выводимая на щит управления и на регистрацию.

Во многих случаях оказывается, что частота синусоиды с самой большой амплитудой совпадает с частотой вращения, иными словами, в сложной вибрации преобладает синусоида оборотной частоты. Поэтому такую вибрацию называют вибрацией оборотной частоты.

Если преобладает синусоида с частотой, равной примерно половине частоты вращения, такая вибрация называется низкочастотной.

Иногда в сложном спектре колебаний решающую роль играет синусоида с частотой, вдвое превосходящей частоту вращения. Такую вибрацию называют высокочастотной.

Вибрация каждого из перечисленных видов имеет свои, принципиально отличные от других причины. Повышенная, выходящая за рамки допустимой (см. ниже) вибрация вызывает тяжелые нарушения во всем турбоагрегате.

При вибрации вал вращается в прогнутом состоянии и, если этот прогиб чрезмерен, возникают задевания вращающихся деталей о неподвижные. Даже при небольших задеваниях происходят износ уплотнений, увеличение радиальных зазоров и как следствие — снижение экономичности. Если же задевания значительны, то возникающая вибрация может потребовать аварийной остановки турбины, а в ее конструкции могут произойти остаточные изменения, например постоянный изгиб вала.

Большую опасность представляет вибрация для электрического генератора, так как она может привести к смещениям электрических обмоток, коротким замыканиям и другим повреждениям. Повышенная вибрация приводит к задеваниям шеек вала о баббитовую заливку подшипников и ее износу.

При вибрации происходит ослабление связей отдельных деталей: ослабляется связь отдельных половин вкладышей и их обойм, крышек подшипников и нижних половин их корпусов, корпусов подшипников и фундаментной плиты. Если фундамент недостаточно гасит передающиеся на него вибрации, то вибрация нижней фундаментной плиты приводит к неравномерной осадке фундамента, перекосу верхней фундаментной плиты, взаимному вертикальному смещению опор и как следствие — к расцентровке валопровода и прогрессирующему нарастанию вибрации.

Опыт эксплуатации показывает,

что примерно 20 % времени вынужденных простоев турбоагрегатов связано с вибрационной наладкой. Например, иногда необходимая разовая установка грузов при балансировке роторов ЦСД и ЦНД турбины К-300-240 в собственных подшипниках занимает 20 ч, а такая же работа на роторе генератора — 2 сут.

Особенно больших затрат сил, времени и средств с привлечением самого квалифицированного персонала требует вибрационная наладка турбоагрегатов новых конструкций. При их освоении часто происходят принципиально новые явления, требующие для своего изучения широкого привлечения научных работников, исследовательских лабораторий и выполнения трудоемких наладочных работ. Такое положение возникло, например, при освоении блоков сверхкритического давления, когда внезапно возникающая при определенной мощности низкочастотная вибрация не позволяла производить дальнейшее нагружение турбины.

Исследование турбоагрегатов показало, что каждый из них имеет вполне определенную предельную, или пороговую, мощность, при достижении которой начинается интенсивная низкочастотная вибрация, исчезающая только после значительного уменьшения мощности. С ростом единичной мощности турбоагрегаты все ближе и ближе подходили к опасному пределу.

Впервые проблема низкочастотной вибрации серьезно встала для турбины К-300-240, на некоторых экземплярах которой интенсивная вибрация возникала при 220–290 МВт. На турбинах мощностью 500 МВт низкочастотная вибрация с амплитудой, достигавшей 180 мкм, возникала при 160 МВт, и потребовался год наладочных работ для того, чтобы поднять пороговую мощность до 320 МВт. В процессе наладки пришлось провести огромные работы по опробованию различных вариантов вкладышей подшипников, по веле-

дованию влияния порядка открытия регулирующих клапанов; потребовались значительные изменения зазоров в проточной части турбины. В настоящее время турбина работает нормально при номинальной мощности.

Иногда последствия повышенной вибрации бывают катастрофическими. В 1972 г. на одной из ТЭС Японии при наладке турбоагрегата мощностью 600 МВт при частоте вращения 64,2 1/с (номинальная частота вращения 60 1/с) произошел разрыв валопровода в 17 местах. Причиной аварии послужила повышенная вибрация подшипника, вызвавшая отделение верхней половины вкладыша от нижней. Это изменило критическую частоту вращения валопровода и привело к ее совпадению с частотой вращения турбины, т. е. к явлению резонанса. Обломки валопровода, вкладышей и других деталей повредили маслопровод, что привело к пожару, длившемуся более 1,5 ч.

10.3. ВИБРАЦИЯ ОБОРОТНОЙ ЧАСТОТЫ

Общая причина вибрации

Вибрация оборотной частоты возникает из-за несовпадения центров тяжести отдельных сечений валопровода с линией, вокруг которой происходит его вращение.

Такое несовпадение обычно возникает по двум основным причинам: первая характеризуется несовпадением линии центров тяжести отдельных сечений с линией геометрических центров этих же сечений; вторая заключается в смещении отдельных, даже уравновешенных сечений целиком относительно оси вращения (например, вследствие изгиба вала).

В свою очередь появление каждой из этих причин несовпадения центров тяжести отдельных сечений с осью вращения вызывается конкретными многочисленными обстоятельствами, которые рассматриваются ниже.

Неуравновешенность ротора

Неуравновешенность валопровода является одной из основных причин вибрации. Она может возникать на стадии изготовления, на стадии монтажа и сборки, а также в процессе эксплуатации. Небаланс, получаемый на стадии изготовления, обычно связан с недостаточной балансировкой ротора; аналогичный небаланс возникает и при ремонтах турбины, когда замена отдельных поврежденных лопаток, бандажей и других деталей приводит к нарушению уравновешенности.

Особенно часты случаи появления вибрации при недостаточно внимательной эксплуатации. Обычно причиной появления неуравновешенности на работающей турбине является обрыв рабочих лопаток, бандажей и проволок.

Пример 10.1. Оценим неуравновешенную центробежную силу, возникающую, например, при отрыве рабочей лопатки последней ступени турбины К-300-240. Ее масса составляет 12,8 кг, а центр масс расположен на радиусе примерно 1 м.

Неуравновешенная центробежная сила составит $R = m\omega^2 r = 12,8 \cdot 314^2 \cdot 1 = 12,0 \times 10^5 \text{ Н} \approx 125 \text{ тс}$, где $\omega = 314 \text{ рад/с}$ — угловая частота вращения при $n = 50 \text{ 1/с}$.

Рассмотрим пример вращения простейшего ротора на двух подшипниках с валом идеально кругового сечения (рис. 10.2). Если этот ротор сбалансирован, то при его вращении никакой вибрации не возникнет. На первый взгляд, это кажется странным, поскольку под действием собственного веса вал ротора прогнется и центры масс отдельных сечений валопровода сместятся относительно оси, соединяющей центры расточек подшипника. Однако все дело как раз в том, что ротор будет вращаться не вокруг этой воображаемой оси, а вокруг криволинейной оси естественного прогиба вала под действием силы тяжести. Поэтому центры масс сечений валопровода будут всегда находиться на оси вращения и никаких сил, возбуждающих вибрацию, не возникнет. Таким образом, соб-

ственный вес вала вибрации не возбуждает.

Иная картина возникает при появлении небаланса. Если, например, на периферии диска отсутствует масса m (например, вследствие отрыва лопатки), то возникает центробежная сила $R = m\omega^2 r$, вращающаяся вместе с ротором с угловой скоростью ω . Если зафиксировать изменение этой силы во времени отдельно в вертикальной и горизонтальной плоскостях, то нетрудно увидеть, что они изменяются по следующим законам:

$$R_x = m\omega^2 r \cos \omega t; \quad R_y = m\omega^2 r \sin \omega t.$$

Под действием вращающейся силы R ротор при своем вращении уже не будет сохранять фиксированное положение по отношению к расточкам подшипника, как это было в случае идеально уравновешенного ротора. Ротор начнет совершать сложное движение: во-первых, он по-прежнему будет вращаться вокруг своего геометрического центра (точка O) с угловой скоростью ω , во-вторых, валопровод получит стрелу прогиба, а плоскость изгиба валопровода будет вращаться с угловой скоростью Ω , отличной от частоты вращения самого ротора и даже переменной во времени. Последний вид движения ротора называют прецессионным, а его угловую скорость — скоростью прецессии. Именно прецессионное движение является причиной вибрации подшипников, фундаментной плиты и т. д.

Сложное движение, совершаемое ротором, несколько похоже на движение волчка, запущенного с наклонным положением его оси. В этом случае волчок вращается вокруг собственной оси, а его ось совершает прецессионное движение, описывая круговой конус.

Прецессионное движение приводит к переменному во времени действию шейки вала на масляную пленку, через которую передается усилие на корпус подшипника, возбуждая его вибрацию. В свою оче-

редь колеблющийся корпус подшипника возбуждает вибрацию верхней фундаментной плиты и всего фундамента.

Появляющийся прогиб валопротода зависит прежде всего от частоты его вращения: при постепенном и медленном увеличении частоты вращения прогиб медленно увеличивается, затем резко возрастает, достигая максимума, и снова быстро убывает практически до нуля. Частота вращения, при которой наблюдается резкий всплеск динамического прогиба вала, называется критической.

Прогиб вала на критической частоте вращения зависит от двух величин: неуравновешенности ротора и сил сопротивления колебательному движению. Абсолютно уравновешенный ротор даже на критической частоте не вибрирует; прогиб неуравновешенного ротора прямо пропорционален смещению центра масс. Силы сопротивления в основном сосредоточены в масляной пленке подшипников скольжения.

Выше рассмотрено движение одностороннего симметричного ротора. Картина качественно не изменится, если рассмотреть жесткий ротор (рис. 10.3), получивший неуравновешенность, например, вследствие неправильного изготовления, при котором возникла коленчатость — равномерное смещение центров тяжести всех сечений на величину e (такая картина возникает при смещении оси центрального отверстия при неправильном изготовлении). Возникающая в результате коленчатости неуравновешенная сила $R = m_p \omega^2 e$, где m_p — масса ротора.

Легко убедиться, что даже небольшая коленчатость приводит к возникновению очень больших неуравновешенных сил.

Пример 10.2. Определить неуравновешенную силу, действующую на ротор, выполненный с коленчатостью $e = 0,1$ мм при угловой частоте вращения 314 рад/с.

Имеем $R = (G/g) \omega^2 e = (G/9,8) \cdot 314^2 \cdot 1 \times 10^{-4} \approx G$, т. е. при эксцентриситете, состав-

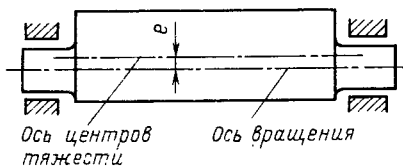


Рис. 10.3. Коленчатость ротора

ляющем всего 0,1 мм, возникает неуравновешенная сила, равная силе веса ротора.

Поэтому допуски на размеры ротора при его изготовлении являются очень жесткими: радиальное биение не должно превышать 0,02 мм, а смещение центрального отверстия — 0,3 мм.

В общем случае эксцентриситет в каждом сечении ротора различен, а линия, соединяющая центры масс отдельных сечений, является пространственной кривой.

Вибрация оборотной частоты, вызванная неуравновешенностью вала, имеет характерные особенности, позволяющие отличить ее от вибрации, вызванной другими причинами. Прежде всего она имеет синусоидальный характер и ее интенсивность растет с увеличением частоты вращения.

Для ликвидации вибрации, вызванной неуравновешенностью ротора, необходима балансировка. В процессе изготовления ротор обязательно проходит статическую и динамическую балансировку. Статической балансировке подвергаются облопаченные диски. Диск (рис. 10.4) надевают на оправку и устанавливают на призматические ножи из закаленной стали. Если диск не уравновешен, то он повернется так, что его центр масс окажется внизу. Тогда с противоположной стороны устанавливают балансировочный груз Z или в зоне центра масс снимают ее избыток. Затем статически отбалансированные диски сажают на вал с натягом.

Статическая балансировка достаточна только для тонких дисков, насаженных на вал без перекосов. Для многодисковых роторов необ-

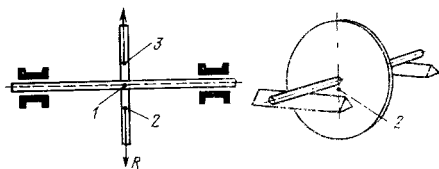


Рис. 10.4. Статическая балансировка тонкого диска:

1 — геометрический центр диска, 2 — центр масс, 3 — балансировочный груз

ходима динамическая балансировка. Действительно, представим себе многодисковый ротор, имеющий неуровненность R в одном из дисков, например в предпоследнем (рис. 10.5, а). Ротор можно уравновесить, установив балансировочный груз в плоскости неуровненного диска. Однако на практике установить, в каком из дисков ротора имеется неуровненность, невозможно, поэтому для статической балансировки уравнивающий груз придется установить в плоскости другого диска. Тогда при отсутствии вращения ротор будет вполне уравновешен, хотя неуровненность R и груз R_y будут установлены в разных плоскостях.

Если теперь привести статически уравновешенный ротор во вращение, то силы R и R_y будут изгибать вал ротора (рис. 10.5, б). Плоскость изгиба вала будет вращаться, вызывая вибрацию подшипников и, следовательно, всего турбоагрегата. Таким образом, неуровненность статически уравновешенного ротора обнаруживается только при вращении

и поэтому ее называют динамической неуровненностью. Для ее ликвидации необходимо установить в любых двух плоскостях равные грузы, не нарушающие статической балансировки (рис. 10.5, в), но изгибающие вал в направлении, противоположном изгибу от сил R и R_y . Правильный подбор этих грузов, создающих силы R'_y , позволяет ликвидировать динамический прогиб вала. Это и называют динамической балансировкой. Балансировочные грузы обычно устанавливают в плоскостях первого и последнего дисков ротора, которые наиболее доступны и достаточно удалены друг от друга.

Балансировка производится на турбинном заводе на балансировочном станке в специальных вакуумных камерах и обязательно на рабочей частоте вращения. При ремонтах турбинны или вследствие аварий может появиться неуровненность, которую устраняют в условиях электростанции путем балансировки в собственных подшипниках турбины.

Идеальную балансировку осуществить нельзя, и всегда ротор будет иметь некоторый остаточный небаланс. Поэтому важно представлять себе другие меры, с помощью которых уже при заданном остаточном небалансе можно уменьшить вибрацию валопровода. Уровень вибрации в сильной степени зависит от частоты возмущающих сил, их распределения вдоль оси валопровода и его вибрационных характеристик.

Частота возмущающей силы, вы-

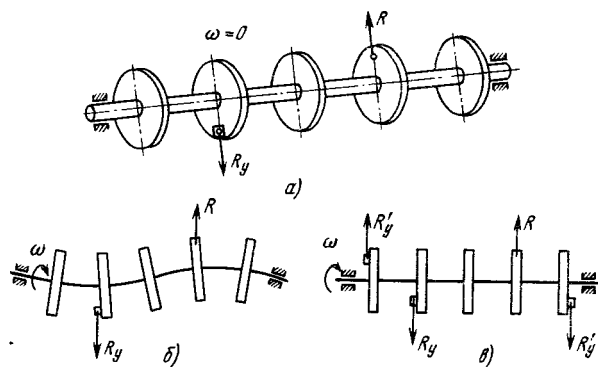


Рис. 10.5. Динамическая неуровненность ротора и ее устранение:

а — статическая балансировка; б — динамически неуровненный ротор; в — уравновешенный ротор

званная неуравновешенностью ротора, известна: она совпадает с частотой вращения ротора и, в частности, для турбин для привода генератора при рабочей частоте вращения составляет 50 или 25 Гц. Характер распределения возмущающих сил вдоль оси ротора определяется законом распределения эксцентриситета вала вдоль оси. В общем случае линия эксцентриситетов является пространственной кривой, индивидуальной для каждого ротора. Установить ее характер какими-либо прямыми измерениями невозможно. Однако это можно сделать косвенными методами, например путем анализа вибрации подшипников и концов вала и проведения соответствующих расчетов.

Под вибрационными характеристиками валопровода понимают критические частоты валопровода и соответствующие им главные формы.

Выше при рассмотрении движения однодискового неуравновешенного ротора (см. рис. 10.2) выяснилось, что действие неуравновешенной вращающейся силы эквивалентно действию двух невращающихся сил в горизонтальной и вертикальной плоскостях и изменяющихся во времени соответственно по законам косинуса и синуса. Совершенно аналогично движение центра вала по сложной кривой в пространстве можно представить себе как наложение движений в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Иными словами, вместо того чтобы рассматривать сложное пространственное движение вала, можно рассматривать относительно простое движение в каждой из плоскостей (так называемые поперечные или изгибные колебания стержня) с условиями закрепления, совпадающими с закреплением ротора в подшипниках. При такой схематизации опоры ротора можно считать шарнирами (рис. 10.6).

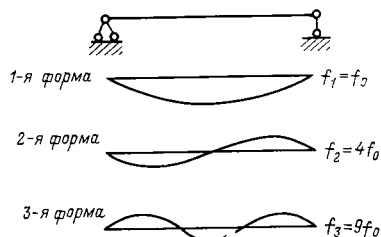


Рис. 10.6. Первые три главные формы колебаний шарнирно опертой балки постоянного сечения

Если некоторую произвольным образом опертую балку в начальный момент времени изогнуть произвольным образом, а затем отпустить, то балка начнет совершать свободные колебания. Каждая ее точка будет перемещаться во времени по произвольному (негармоническому) закону, и поэтому говорить о какой-то частоте колебаний в этом случае нет смысла. Существуют, однако, вполне определенные формы начального изгиба рассматриваемой балки, которые будут давать строго синусоидальные колебания во времени. Эти формы называются главными формами, а соответствующие им частоты — собственными частотами. Совокупность соответствующих собственной частоты и главной формы называется тоном колебаний. Тон колебаний, соответствующий самой низкой собственной частоте, называется основным. Например, для балки, показанной на рис. 10.6, главными формами являются синусоиды, а соответствующие им частоты собственных колебаний пропорциональны квадрату номера тона колебаний.

Важно четко усвоить, что вибрационные характеристики — это характеристики системы (в данном случае валопровода).

Теоретически ротор реального турбоагрегата имеет бесчисленное количество критических частот, с которыми не должна совпадать рабочая частота вращения. Если в процессе выхода на рабочую частоту турбоагрегат не проходит критических частот, то такой ротор называют жестким. Если же рабочая частота вращения больше хотя бы одной из критических скоростей, то такой ротор называют гибким. Эти названия связаны с тем, что чем выше жесткость конструкции ротора (больше диаметр его вала и меньше длина), тем большую критическую частоту вращения он имеет.

Жесткий ротор, конечно, всегда предпочтительнее, но в современных конструкциях длина ротора и его масса (с увеличением и того, и другого критическая частота падает) столь велики, что жесткие роторы мощных турбин встречаются очень редко. При этом необходимо учитывать снижение критической частоты вращения из-за податливости масляной пленки.

Обычно интерес представляют первые несколько критических частот, наибольшие значения которых не

Таблица 10.1. Критические частоты вращения валопроводов некоторых турбоагрегатов,

Турбина	Электрический генератор	Номер критической		
		1	2	3
К-200-130-3 ЛМЗ	ТВВ-200-2	1585 (26,4)	1881 (31,4)	2017 (33,6)
	ТГВ-200	1489 (24,8)	1862 (31,0)	1970 (32,8)
К-300-240 ЛМЗ	ТВВ-320-2	1073 (17,9)	1826 (30,4)	2270 (37,8)
К-800-240-3 * ЛМЗ	ТВВ-800-2	830 (13,8)	1920 (32,0)	2030 (33,8)
К-1200-240 * ЛМЗ	ТВВ-1200-2	860 (14,3)	2080 (34,7)	2170 (36,2)
К-160-130-2 ХТЗ	ТВВ-165-2	1733 (28,9)	1929 (32,2)	4450 (74,2)
	ТГВ-200	1509 (25,2)	1929 (32,2)	4684 (78,1)
К-300-240-2 ХТЗ	ТГВ-300	1200 (20,0)	1370 (22,8)	1680 (28,0)
К-500-240-2 ХТЗ	ТГВ-500	1300 (21,7)	2140 (35,7)	2230 (37,2)
К-220-44 ХТЗ		1540 (25,7)	2340 (39,0)	4610 (76,8)
К-500-65/3000 ХТЗ	ТВВ-500-2	927 (15,4)	2455 (40,9)	4065 (67,8)
К-500-60/1500 * ХТЗ	ТГВ-500-4	2375 (39,6)	2525 (42,0)	2640 (44,0)
Р-50-130/13 ЛМЗ	ТВФ-60-2	1862 (31,0)	2215 (36,9)	5491 (91,5)
Т-250/300-240 ТМЗ	ТВВ-320-2	1090 (18,2)	1810 (19,7)	2025 (33,8)
ПТ-60/75-130/13 ЛМЗ	ТВФ-63-2	1862 (31,0)	2340 (39,0)	5491 (91,5)
ПТ-80/100-130/13 ЛМЗ	ТВФ-120-2	1580 (26,3)	2214 (36,9)	2470 (41,2)

* Критические частоты на жестких подшипниках

превышают удвоенной рабочей частоты вращения. В табл. 10.1 представлены значения критических частот некоторых турбоагрегатов, рассматриваемых в этой книге.

Знание вибрационных характеристик валопровода позволяет определить его реакцию на внешнее переменное воздействие, иными словами, выяснить, существуют ли условия для возникновения интенсивной вибрации или нет. Выше отмечалось, что интенсивные колебания возникают при совпадении частот возмущающих сил с частотой собственных колебаний (при резонансе). Применительно к роторам турбин резонанс

возникает при совпадении частоты вращения с критическими частотами вращения. Естественно возникает вопрос — в чем причина этого явления?

Ответ на этот вопрос можно получить из рис. 10.7, основываясь на следующих рассуждениях. Известно, что мощность силы равна произведению величин силы, скорости тела и косинуса угла, образованного ими (рис. 10.7, а): $N = Rv \cos \alpha$. Максимальный эффект от действия силы наблюдается в том случае, когда векторы $\vec{R}$ и $\vec{v}$ направлены в одну сторону.

Возвращаясь к ротору (см.

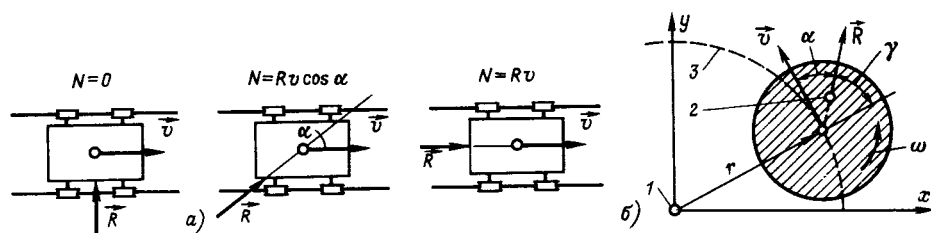


Рис. 10.7. Движение шейки вала в расточке вкладыша:

а — иллюстрация эффективности силы, приложенной к тележке, в зависимости от ее направления; б — движение шейки вала; 1 — центр вкладыша; 2 — центр масс; 3 — траектория движения центра шейки вала

4	5	6	7	8	9
2489(41,5)	4500(75,0)		—	—	
2489(41,5)	4680(78,0)	—	—		—
2683(44,7)	3407(56,8)		—	—	—
2320(38,7)	2350(39,2)	2470(41,2)	2590(43,2)	2660(44,3)	5510(91,8)
2250(37,5)	2330(38,8)	2420(40,3)	2860(47,7)	5500(91,7)	—
5023(83,7)					—
4985(83,1)					—
1940(32,3)	2060(34,3)	4660(77,7)	—	—	—
4290(71,5)	4439(73,8)	4700(78,3)	—	—	—
4860(81,0)		—	—	—	—
4303(71,7)	4596(76,6)	4725(78,8)	4972(82,9)	—	—
		—	—	—	—
2370(39,5)	2530(42,2)	3490(58,2)	—	—	—
		—	—	—	—
4650(77,5)			—	—	—

рис. 10.7, б), видим, что действующей на него силой является неуравновешенная сила $\vec{R}$, а скорость $\vec{v}$ всегда направлена по касательной к траектории движения центра шейки вала. При малых частотах вращения прогиб вала, изображаемый вектором $\vec{r}$, будет следовать за возмущающей силой $\vec{R}$, т. е. угол γ будет равняться нулю. При увеличении частоты вращения вследствие инерции движения ротора вектор прогиба $\vec{r}$ начнет отставать от вектора возмущающей силы $\vec{R}$, причем с увеличением частоты вращения отставание будет расти. При некоторой частоте вращения векторы $\vec{R}$ и $\vec{v}$ совпадут по направлению, и в этот момент мощность, передаваемая силой валу, будет максимальной. Это и есть момент резонанса. При дальнейшем увеличении частоты вращения между векторами $\vec{R}$ и $\vec{v}$ опять появится угол и эффект возмущающей силы $\vec{R}$ опять уменьшится.

Таким образом, причиной повышенной вибрации ротора при резонансе является совпадение направлений действия неуравновешенной силы и скорости прецессионного движения ротора.

Рабочая частота вращения турбоагрегата, безусловно, должна отличаться от критической с достаточным запасом. Однако неправильный монтаж, при котором недостаточно учитывается изменение условий работы при переходе от монтажных к рабочим, может изменить критическую частоту и приблизить ее к рабочей. Такое положение может, например, возникнуть при неравномерном тепловом расширении корпусов подшипников. В этом случае какая-либо из опор валопровода окажется разгруженной и критическая частота соответственно уменьшится. Аналогичным образом может повлиять податливость масляного слоя, на котором вращаются шейки вала. Изменение формы и размеров расточки при ремонте и температуры масла также может приблизить критические скорости к опасному пределу.

На уровень вибрации существенное влияние оказывает распределение эксцентриситета вдоль оси валопровода. Выше отмечалось, что линия эксцентриситета представляет собой пространственную кривую. В курсе теоретической механики показывается, что эту кривую можно рассматривать как сумму плоских кривых, совпадающих с главными

формами, масштаб которых зависит от конкретного вида линии эксцентриситета. Наиболее опасной составляющей возмущающей силы является та, которая соответствует тону колебаний, ближе всего находящемуся к рабочей частоте вращения. Рассмотренный выше процесс балансировки по существу является процессом уменьшения составляющих кривой эксцентриситетов, отвечающих не скольким первым тонам колебаний.

Нарушение посадки деталей

При нарушении контакта сопрягаемых поверхностей вала и насадной детали (рабочего диска, втулки уплотнения и т. д.) происходит смещение центра масс насаженной детали относительно оси вращения, что приводит к разбалансировке ротора. Нарушение посадки может происходить по разным причинам.

Натяг посадки рабочих дисков (разность размеров вала и отверстия диска до посадки) составляет десятки доли миллиметра и при изготовлении должен выдерживаться с очень большой точностью; при превышении расчетного натяга увеличивается напряженность диска и появляется опасность его разрыва, а при его уменьшении возникает опасность освобождения диска при частоте вращения, меньшей номинальной.

Характерными признаками вибрации, связанной с появлением зазора и смещением диска, являются ее возникновение на строго определенной частоте вращения (частоте освобождения), увеличение ее интенсивности при дальнейшем повышении частоты вращения и исчезновение вибрации при снижении частоты вращения из-за восстановления посадки.

При работе насаженной детали при высокой температуре происходит постепенное ослабление посадки, вызывающее постепенное снижение освобождающей частоты вращения и постепенное нарастание вибрации. Поэтому в области высоких температур стремятся избежать соединения деталей ротора путем насадки.

Ослабление посадки может быть временным, когда, например, из-за подачи пара с быстро повышающей-

ся температурой деталь расширяется значительно быстрее, чем вал. Такая ситуация, в частности, может возникнуть при подаче горячего пара на уплотнения, выполненные на насадных втулках. Характерным признаком возникновения вибрации по этой причине является ее постепенное ослабление по мере разогрева вала и восстановления натяга.

Прогибы вала и задевания

Все рассмотренные выше причины вибрации оборотной частоты относились к случаю появления небаланса. Другой причиной вибрации является деформация вала, вследствие которой центры масс отдельных сечений, несмотря на то что они могут совпадать с геометрическими центрами, начинают вращаться вокруг некоторой оси, отличной от оси вала (прецессировать).

Дефекты соединения и центровки роторов. Если два вала соединены подмуфтами с радиальной расцентровкой δ (рис. 10.8, а), или с изломом γ (рис. 10.8, б), или с тем и другим одновременно (рис. 10.8, в), то это приводит к тому, что весь валопровод будет вращаться вокруг некоторой кривой, а отдельные его участки окажутся смещенными относительно нее, что и вызовет при чрезмерных расцентровках интенсивную вибрацию.

Не касаясь технологии прицентровки отдельных роторов валопровода друг к другу, подчеркнем, что центровка должна быть обеспечена в рабочих условиях с учетом возможных тепловых расширений корпусов подшипников у разных цилиндров, их возможного проседания (например,

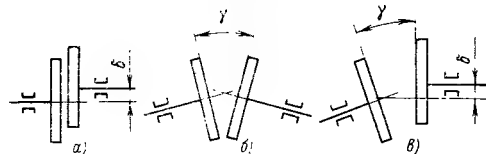


Рис. 10.8. Расцентровки роторов:

а — радиальная; б — угловая; в — смешанная

встроенных подшипников ЦНД) от сил атмосферного давления и веса охлаждающей воды в конденсаторе, тепловых деформаций колонн фундамента из-за расположенных рядом горячих паропроводов, подогревателей и т. д. С учетом этих обстоятельств при монтаже ротор сознательно устанавливают с рассчитанными расцентровками, для того чтобы обеспечить центровку при переходе к рабочим условиям.

Особенностью вибрации, вызванной расцентровками, является ее местный характер: обычно наблюдается интенсивная вибрация того корпуса подшипника, в котором валы соединены с расцентровкой. При этом наиболее сильно изнашиваются баббитовые заливки вкладышей этих же подшипников.

Прогибы вала. Прогиб вала ротора по любым причинам, кроме собственного веса, вызывает вибрацию оборотной частоты. Иногда вибрация оборотной частоты вызывается тепловой анизотропией ротора. Как известно, роторы и валы турбин изготавливают из поковок, которые в свою очередь получают ковкой отливок. Неравномерное затвердевание отливки в изложнице приводит к неравномерности по сечению отливки свойств материала, имеющих, однако, примерно осевую симметрию. Если при ковке вала окажется, что его ось сильно отклонится от оси отливки, то может появиться анизотропия (разные свойства по разным

направлениям) коэффициента линейного расширения: часть волокон, например с одной стороны вала, будет при нагревании расширяться больше остальных. Поэтому при пуске турбины даже с абсолютно уравновешенным ротором появятся изгиб вала и вибрация, зависящая от степени прогиба вала. Для исключения тепловой анизотропии каждая заготовка ротора проходит тепловую пробу: заготовка помещается в печь, нагревается очень медленно при медленном вращении до температуры, на 50°C превосходящей рабочую, и после выдержки в течение 72 ч проверяется биение ротора. Если последнее превышает $0,05\text{ мм}$, то такой ротор бракуется.

Поскольку причиной проявления тепловой анизотропии является нагрев ротора, то вибрация, связанная с ней, зависит от уровня температур ротора и, следовательно, от нагрузки турбоагрегата. Вместе с тем важно подчеркнуть, что никакими методами исправить ротор, имеющий тепловую анизотропию, невозможно.

Неравномерность температуры вала по сечению в процессе термообработки поковки может привести к появлению в ее сечениях кольцевой зоны (рис. 10.9, б) с пониженным сопротивлением ползучести, смещенной относительно оси. Такая картина возникала на ряде японских турбин в ЦВД и ЦСД с температурой пара, поступающего в цилиндры, 566°C . В результате в области регулирующей степени (см. рис. 10.9, а) про-

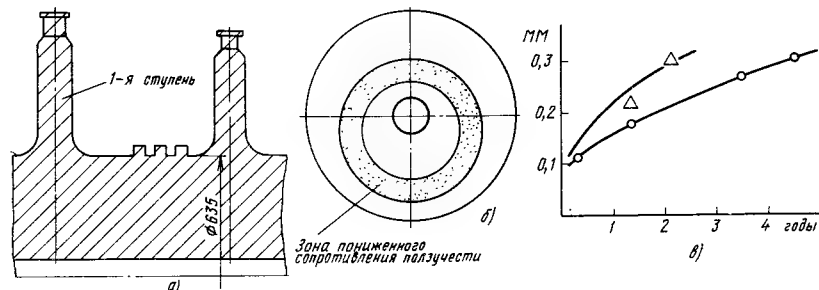


Рис. 10.9. Появление вибрации ротора вследствие асимметрии сопротивления его материала ползучести:

а — зона максимального прогиба; б — зона пониженного сопротивления ползучести; в — нарастание остаточного прогиба в процессе эксплуатации на двух японских турбинах

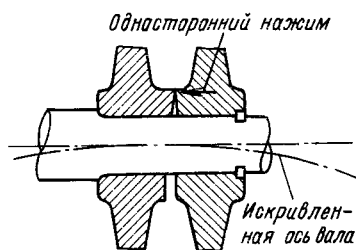


Рис. 10.10. Изгиб вала из-за непараллельности торцов дисков при недостаточных осевых зазорах

исходил односторонний прогиб ротора, совпадающий со смещением зоны пониженного сопротивления ползучести и достигавший через 2—4 года 0,3 мм (см. рис. 10.9, в). В результате эксплуатации турбины становилась невозможной из-за сильной вибрации ротора. Для исключения возможности нарушения симметрии требуется, чтобы в процессе термообработки разность температур по сечению не превышала 6 °С.

Неправильная сборка ротора, в частности недостаточные тепловые зазоры между дисками (рис. 10.10), также может быть причиной вибрации оборотной частоты. Торцы соседних дисков не могут быть выполнены строго параллельными. Поэтому при недостаточном зазоре между дисками при их тепловом расширении возникает односторонний контакт, ведущий к изгибу вала и появлению вибрации.

Наиболее частыми причинами прогиба вала являются его неравномерные по сечению прогрев или остывание. В этом случае волокна вала, имеющие большую температуру, расширяются сильнее, меньшую — слабее. Вследствие этого ротор прогибается в сторону, где температура выше.

Оценить прогиб можно по приближенной формуле

$$f_{\max} = \frac{\alpha_t \Delta t l^2}{8d_b}, \quad (10.2)$$

где $f_{\max}$ — максимальный прогиб ротора (рис. 10.11); d_b — средний диа-

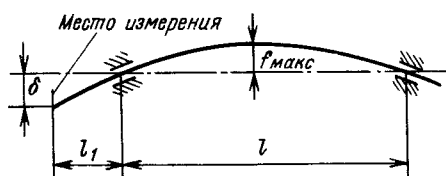


Рис. 10.11. Измерение прогиба вала

метр вала ротора; l — расстояние между подшипниками; Δt — разность температур по сечению вала; α_t — коэффициент линейного расширения.

Пример 10.3. Оценить прогиб ротора при разности температур $\Delta t = 1$ °С, если его длина $l = 5$ м, диаметр вала $d_b = 0,4$ м, а коэффициент линейного расширения материала вала $\alpha_t = 12 \cdot 10^{-6}$ 1/К.

Используя последнюю формулу, получаем

$$f_{\max} = \frac{12 \cdot 10^{-6} \cdot 1 \cdot 5^2}{8 \cdot 0,4} = 93,8 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 0,1 \text{ мм}.$$

Обратим внимание на то, что при $\Delta t = 5$ °С стрела прогиба уже достигает 0,5 мм и, если учесть всплывание ротора на масляном слое в подшипниках, возникает реальная опасность задеваний в уплотнениях, расположенных вблизи середины пролета вала.

При легких задеваниях, особенно на малой частоте вращения, происходит слабый износ уплотнений без особых последствий. Однако сильные задевания, даже если они благодаря бдительности персонала не приведут к тяжелым последствиям, крайне нежелательны. В таком, даже недлительном, режиме работы происходит очень сильный износ уплотнений, и в дальнейшем весь межремонтный период турбина работает с повышенной утечкой пара в диафрагменных и концевых уплотнениях, что снижает ее экономичность.

При неудачной конструкции уплотнений или при очень значительной разности температур последствия изгиба вала могут быть очень тяжелыми: ротор может получить остаточный прогиб (см. гл. 11) и потребуются его правка, которую можно произвести только в заводских усло-

виях. Важно подчеркнуть, что при сильных задеваниях вследствие все увеличивающегося прогиба вала вибрация будет непрерывно возрастать.

Для исключения возможности неравномерного нагрева ротора турбины снабжена валоповоротным устройством, которое работает непрерывно вплоть до полного остывания турбины при остановке, а также при пуске турбины.

Для контроля теплового изгиба ротора турбину снабжают специальным электромагнитным устройством, позволяющим по перемещению δ консоли вала, расположенной в корпусе переднего подшипника, оценить стрелу прогиба вала (рис. 10.11) по приближенной формуле $i_{\max} = \frac{l}{2l_1} \delta$.

Характерной особенностью вибрации оборотной частоты, вызванной тепловым изгибом вала, является ее исчезновение по мере прогрева ротора. Поэтому часто при ее появлении при пуске турбины путем снижения частоты вращения (уменьшения подачи пара) удается лучше прогреть ротор на сниженных оборотах с последующим увеличением частоты вращения уже без повышения уровня вибрации.

Тепловой прогиб ротора турбины, таким образом, носит временный характер. Но в роторе электрического генератора при несовершенной системе охлаждения могут возникнуть стационарное температурное поле и стационарный прогиб, вызывающий вибрацию.

Задевания вращающихся деталей о неподвижные. Следует помнить, что любые задевания деталей ротора о статор неизбежно приводят к сильной вибрации. При задеваниях вследствие трения в короткое время выделяется большое количество теплоты, которая неизбежно вызывает коробление деталей в зоне задеваний и, следовательно, нарушение балансировки или расцентровку.

Внезапное появление сильной вибрации всегда свидетельствует

о серьезных нарушениях в проточной части турбины, и поэтому все инструкции предусматривают в этом случае необходимость быстрой остановки турбины.

НИЗКОЧАСТОТНАЯ ВИБРАЦИЯ

Низкочастотной вибрацией называют вибрацию турбоагрегата с частотой, близкой к половине частоты вращения. Причина низкочастотной вибрации коренным образом отличается от причин вибрации оборотной частоты. Последняя возникала при появлении сил неуравновешенности и исчезала вместе с их исчезновением. Низкочастотная вибрация возникает в случае потери устойчивости вращения вала на масляной пленке подшипников.

При низкочастотной вибрации случайно появившиеся отклонения вала от состояния устойчивого вращения вызывают появление сил, которые поддерживают эти отклонения и даже усиливают их, несмотря на то что случайная сила, вызвавшая отклонение от положения равновесия, исчезла. Такой вид колебаний в технике называется самоподдерживающимися колебаниями, или автоколебаниями.

Таким образом, всякий конкретный валопровод при некоторых условиях работает спокойно, без вибрации, а при некоторых внезапно теряет устойчивость вращения с возникновением интенсивных колебаний.

Возможность потери устойчивости вращения в первую очередь определяется конструкцией ротора и его вибрационными характеристиками. Жесткие роторы практически не подвержены низкочастотной вибрации. Реальные роторы, во многих случаях имеют первую критическую скорость, примерно равную половинной частоте вращения. В этом случае возникающая низкочастотная вибрация обычно весьма интенсивна.

Одной из характерных особенностей автоколебаний является их «затягивание», показанное на

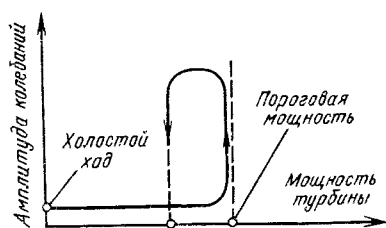


Рис. 10.12. «Затягивание» низкочастотной вибрации

рис. 10.12. Интенсивная вибрация возникает при некотором значении мощности (эту мощность называют «пороговой», так как она дает начало неустойчивому вращению ротора), но не прекращается немедленно после ее снижения. Необходимо значительно уменьшить мощность для прекращения вибрации. Например, при наладке одной из турбин мощностью 800 МВт низкочастотная вибрация возникла при 720 МВт, а для ее устранения требовалось снижение мощности иногда до 650 МВт. Такой характер протекания вибраций станет вполне понятным, если еще раз вспомнить, что низкочастотная вибрация — это автоколебательный процесс, при котором колебания, возникнув по любой причине, поддерживают сами себя, даже если эта причина и перестала действовать.

По источникам возникновения низкочастотную вибрацию принято делить на два вида: масляную, источником которой является масляный слой подшипника, и паровую, вызываемую силами, действующими в проточной части турбины.

Масляная вибрация и борьба с ней

Процесс возникновения автоколебаний в масляном слое подшипника можно уяснить из простой модели, показанной на рис. 10.13.

Пусть невесомая шейка вала, на которую не действуют никакие силы, вращается в расточке подшипника. В этом случае центр шейки O_1 будет совпадать с центром расточки O и

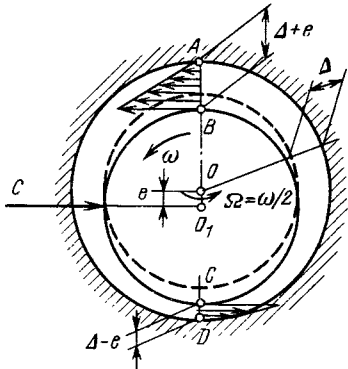


Рис. 10.13. Схема возникновения масляной вибрации

никакой вибрации не будет. Представим себе, что в некоторый момент шейка отклонится вертикально вниз на величину e под действием некоторой случайной силы, после чего последняя исчезнет.

Рассмотрим расходы масла через сечения AB и CD в момент смещения шейки вала вниз. Масло, увлекаемое вращающейся шейкой, в точках B и C имеет скорость $\omega r_{ш}$, где $r_{ш}$ — радиус шейки вала, а в точках A и D — скорость, равную нулю, так как во всех случаях масло прилипает к металлу. В первом приближении можно считать, что скорость масла в зазоре изменяется по линейному закону и поэтому показанные на рисунке треугольные эпюры изображают секундные объемные расходы масла через зазор, ширина которого (в направлении, перпендикулярном чертежу) равна единице. Таким образом, через сечение AB входит количество жидкости, равное $\frac{1}{2} (\Delta + e) \omega r_{ш}$, а через сечение CD выходит количество жидкости, равное $\frac{1}{2} (\Delta - e) \omega r_{ш}$.

Разность объемных расходов масла $e \omega r_{ш}$ должна остаться в зазоре слева от линий AB и CD . Однако масло — жидкость практически несжимаемая, поэтому в рассмотренной области возникнет повышенное давление, которое будет стремиться сдвинуть шейку вала вправо, с тем чтобы создать недостающий объем для разности расходов масла.

Таким образом, следствием дей-

ствия случайной вертикальной силы явилось не только соответствующее смещение шейки вала вниз, но и появление силы S , действующей перпендикулярно смещению. Под действием силы S шейка вала сдвинется вправо, а точнее, повернется вокруг точки O с некоторой угловой скоростью Ω , отличной от частоты вращения ω . Но при сдвиге шейки вправо уменьшится правый боковой зазор и появится сила, действующая вертикально вверх, которая будет уменьшать верхний зазор, и т. д.

В действительности ротор будет перемещаться не рывками, а непрерывно: из-за случайного сдвига ротора вниз на величину вектора e появляется сила S , которая приложена перпендикулярно смещению шейки и создает прецессию шейки вокруг центра расточки подшипника. Сила S вращается вместе с шейкой, поэтому ее называют циркуляционной силой. Из рис. 10.13 нетрудно видеть, что хотя сила S действует перпендикулярно смещению шейки, она совпадает с направлением скорости прецессионного движения, поэтому, как и в случае резонанса, создаются очень благоприятные условия для увеличения размаха прецессии.

Итак, уже стал ясен механизм возникновения самоподдерживающейся прецессии, т. е. вибрации. Вернемся к рис. 10.13 и определим скорость прецессии. Из рис. 10.13 видно, что линейная скорость прецессии равна Ωe , а освобождающийся величину времени для количества жидкости $e\omega t_{\text{ш}}$ объем для массы $e\omega t_{\text{ш}}$ будет равен $\Omega e 2r_{\text{ш}}$. Приравняв два последних выражения, получаем $\Omega = \omega/2$, т. е. масляные циркуляционные силы вызывают прецессию с частотой, равной половине частоты вращения.

Реальное течение масла в подшипнике намного сложнее рассмотренного. Но главное остается справедливым: неодинаковость упругих свойств масляной пленки в разных направлениях приводит к тому, что при случайных смещениях шейки ва-

ла в каком-нибудь направлении появляется самоподдерживающаяся циркуляционная сила, создающая непрерывную прецессию вала. Еще раз подчеркнем, что неуравновешенность вала никакого отношения к низкочастотной вибрации не имеет, поэтому ее невозможно ликвидировать посредством более тщательной балансировки.

В соответствии с рассмотренной схемой низкочастотная вибрация возникает при появлении любых случайных сил, которые всегда присутствуют. Вместе с тем опыт говорит о том, что низкочастотная вибрация возникает далеко не всегда, а лишь при определенных условиях. Дело в том, что масляная пленка обладает не только упругими свойствами, которые способствуют возникновению низкочастотной вибрации, но и свойствами гашения вибрации за счет сил трения (демпфирующими свойствами), возникающими при взаимном смещении отдельных частиц масла в масляном слое относительно друг друга.

Возникнет или не возникнет интенсивная низкочастотная вибрация — зависит от конкретного сочетания упругих и демпфирующих свойств в конкретном подшипнике и при конкретных условиях работы.

Определяющим в возможности возникновения низкочастотной вибрации является положение шейки вала в расточке вкладыша. Теоретически в зависимости от условий работы центр шейки вала может занимать положение от самого нижнего, когда шейка не вращается, до самого верхнего (при бесконечно большой частоте вращения), совпадающего с центром расточки. Практика показывает, что для несегментных подшипников чем больше всплытие шейки, тем больше вероятность возникновения низкочастотной вибрации. Как правило, при всплытии шейки вала на высоту более 30 % максимально возможной (30 % Δ , см. рис. 10.13) вращение ротора становится неустойчивым.

Всплытие шейки вала определя-

ется значением комплекса

$$S = p\psi^2 / (\mu\omega), \quad (10.3)$$

который называется критерием нагруженности подшипника.

В этот комплекс входят: p — условное удельное давление на нижнюю половину вкладыша, равное отношению силы P , действующей на подшипник, к произведению диаметра шейки вала $d_{\text{ш}}$ на ширину L вкладыша; $\psi = \Lambda / r_{\text{ш}}$ — относительный зазор во вкладыше; μ — коэффициент динамической вязкости масла; ω — угловая частота вращения ротора.

При движении двух слоев жидкости относительно друг друга между ними возникает сила трения, или сила вязкости, зависящая от природы жидкости и относительной скорости слоев. Коэффициентом динамической вязкости μ называется сила трения, возникающая между двумя слоями жидкости, отнесенная к единице площади контакта, при разности скоростей слоев в 1 м/с. Таким образом, единица вязкости — Па·с.

Чем меньше значение критерия нагруженности, тем сильнее всплытие шейки вала и тем больше вероятность потери устойчивости вращения. Поэтому имеется некоторое предельное значение $S_{\text{мин}}$, определяющее границу устойчивости.

Формула (10.2) позволяет провести анализ влияния различных конструктивных и эксплуатационных факторов на возможность возникновения низкочастотной вибрации.

1. С ростом частоты вращения ω значение критерия нагруженности уменьшается, а вероятность возникновения низкочастотной вибрации увеличивается. Поэтому возникновение низкочастотной вибрации в процессе разворота турбины или на холостом ходу является характерным признаком масляной вибрации.

2. Заметное влияние на возникновение масляной вибрации оказывает температура масла, которая определяет его вязкость μ . Чем ниже температура масла, тем больше его вязкость и больше всплытие шейки вала и тем вероятнее потеря устой-

чивости вращения. Поэтому чем выше температура масла, тем это лучше с точки зрения устойчивости ротора. Однако высокая температура масла приводит к снижению несущей способности масляной пленки и ее демпфирующих свойств, вызывает износ вкладыша и приводит к преждевременному старению масла. Поэтому для каждого турбоагрегата (и даже для каждого подшипника) устанавливается узкий диапазон изменения допустимых значений температуры масла на входе в подшипник. В практике наладки вибрационного состояния турбоагрегатов бывали многочисленные случаи, когда в результате повышения температуры масла удавалось повысить частоту вращения, при которой происходила потеря устойчивости вращения.

3. Большое влияние на момент потери устойчивости вращения оказывает удельное давление p : с ростом давления опасность возникновения масляной вибрации снижается. Однако удельное давление не может быть чрезмерно большим, так как его значение определяет толщину масляной пленки (см. § 4.7) и интенсивность износа, особенно при трогании машины и работе на валоповоротном устройстве.

При выбранных размерах вкладыша удельное давление определяется силой, действующей со стороны валопровода на вкладыш подшипника. Валопровод крупной турбины имеет восемь — десять опорных вкладышей, в которые укладываются отдельные роторы цилиндров. Подшипники при монтаже должны быть установлены так, чтобы при переходе от монтажных условий к рабочим обесценивались не только центровка отдельных роторов, но и предусмотренные радиальные нагрузки на отдельных вкладышах. В противном случае какой-либо из подшипников может оказаться чрезмерно разгруженным и может стать источником низкочастотной вибрации.

Аналогичный эффект может про-

явиться и в условиях эксплуатации, когда, например, прокладка не предусмотренных проектом горячих трубопроводов или установка непредусмотренных теплообменников может повлечь непредусмотренное расширение колонн фундамента, вызывающее деформацию верхней фундаментной плиты и изменение усилий, действующих на подшипники. К такому же эффекту приводит неравномерная осадка нижней фундаментной плиты.

При парциальном подводе пара нагрузка, действующая на подшипник, может изменяться по мере открытия клапанов, и при неправильном порядке их открытия возникает сила, разгружающая подшипник. Такой случай изображен на рис. 10.14, а. Если регулирующие клапаны 1 и 2 открыты и подводят пар к двум левым сопловым сегментам, а ротор вращается по часовой стрелке, то пар, выходящий из сопловых каналов этих сопл. на рабочих лопатках регулирующей ступени будет создавать окружные усилия R'_1 и R'_2 . Каждое из них имеет вертикальные проекции R_1 и R_2 , которые, складываясь, дадут вертикальную разгружающую силу.

Иное положение возникает, если эта же нагрузка турбины будет обеспечена в результате открытия клапанов 1 и 3 (см. рис. 10.14, б). Тогда силы R_1 и R_2 будут направлены

навстречу друг другу и будут меньше разгружать подшипник.

Если сначала открывать клапаны 3 и 4, то можно даже создать силу, направленную вертикально вниз, которая оказывает стабилизирующее влияние на колебания ротора. (К рассмотренным примерам следует только добавить, что порядок открытия клапанов определяется и другими факторами).

Для проверки «виновности» порядка открытия клапанов при возникновении масляной вибрации следует провести разворот турбины при полностью открытых регулирующих клапанах, управляя подачей пара в турбину главной паровой задвижкой и ее байпасом (см. § 13.3), которые установлены на паропроводе перед регулируемыми клапанами (иногда это делают с помощью стопорного клапана).

4. Устойчивость ротора против масляной вибрации может быть повышена путем увеличения абсолютного зазора, т. е. увеличения относительного зазора при сохранении диаметра шейки вала. Однако повышенные относительные зазоры приведут к сильному всплыванию шейки вала и потребуют увеличенных зазоров в уплотнениях, что снизит экономичность турбины.

Критерий нагруженности подшипника указывает также и меры, которые следует предпринимать при появлении низкочастотной масляной вибрации. Устойчивость вращения ротора может быть повышена в результате уменьшения ширины вкладыша (это повысит удельное давление), смещения подшипников для увеличения нагрузки на подшипник, а также увеличения температуры смазки.

Самым радикальным путем борьбы с низкочастотной масляной вибрацией является использование специальных виброустойчивых подшипников, конструкции которых рассмотрены в гл. 3.

Применение сегментных самоустанавливающихся подшипников

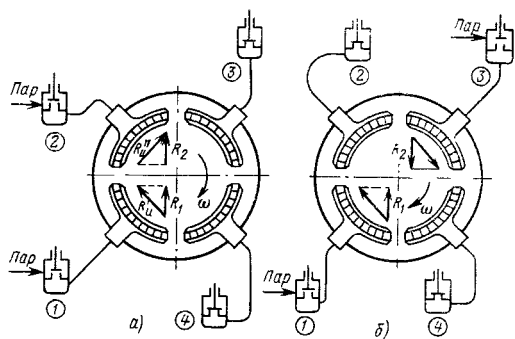


Рис. 10.14. Появление разгружающей силы на шейке вала при неправильном (а) и правильном (б) порядке открытия регулирующих клапанов

полностью снимает масляную вибрацию. Это связано с тем, что сегменты (колодки) являются самоустанавливающимися и при любом смещении ротора устанавливаются так, что сила реакции проходит через точку опоры и центр шейки вала (в противном случае колодка будет продолжать поворачиваться дальше). Таким образом, в сегментных подшипниках циркуляционной силы, вызывающей прецессию вала, просто не возникает.

Вместе с тем следует подчеркнуть, что подшипники одновременно играют и роль демпферов, которые гасят и другие виды колебаний ротора. Сегментные подшипники не обладают повышенной демпфирующей или несущей способностью, поэтому их использование снимает проблему масляной вибрации, но не вибрации вообще.

Паровая низкочастотная вибрация и борьба с ней

Паровая вибрация низкой частоты возникает вследствие появления в проточной части турбины и ее уплотнениях газодинамических циркуляционных сил, вызывающих автоколебания ротора.

По месту возникновения возмущающих газодинамических сил принято их делить на венцовые, бандажные и силы в уплотнениях.

Венцовые циркуляционные силы возникают на венце рабочих лопаток (отсюда и название) из-за неравномерной по окружности надбандажной утечки пара вследствие неодинакового радиального зазора. Для лучшего понимания природы возникновения циркуляционных венцовых сил рассмотрим рис. 10 15.

Если оси статора и ротора совпадают, то в образующийся равномерный радиальный зазор δ , устремляется утечка G , вследствие чего лопатки ступени недообрабатывают некоторую мощность. Пусть теперь в силу каких-то случайных причин произошло отклонение оси ротора

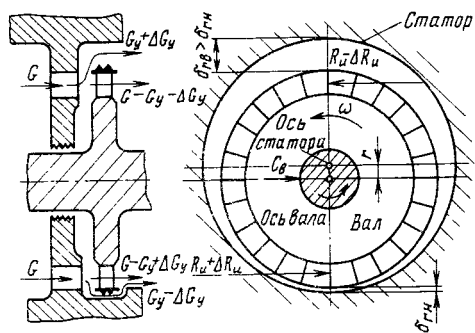


Рис. 10 15. Возникновение паровой венцовой циркуляционной силы в ступени турбомашин

вниз по отношению к оси статора на некоторую величину r . Тогда радиальный зазор внизу $\delta_{гн}$ уменьшится, а сверху $\delta_{гв}$ увеличится и поэтому утечка над верхней частью рабочего колеса станет больше, чем над нижней, на величину ΔG_y (можно показать, что вдоль окружности и зазор, и утечка будут изменяться по закону косинуса). Это в свою очередь приведет к тому, что через рабочие лопатки верхней половины колеса будет проходить меньшее количество пара, чем через лопатки нижней половины. Поэтому к верхней половине венца будет приложена вращающаяся сила $R_u - \Delta R_u$, меньшая, чем сила, приложенная к нижней половине венца $R_u + \Delta R_u$. Действие этих двух противоположно направленных сил вызывает появление неуравновешенной силы S_v , приложенной к центру вала и действующей перпендикулярно вектору смещения r . Это и есть венцовая сила.

Таким образом, вследствие случайного смещения ротора вниз появляется сила, действующая перпендикулярно смещению; поэтому произойдет перемещение ротора слева направо и появится сила, действующая снизу вверх, и т. д. Иными словами, однажды возникнув, сила S_v уже не исчезает, а продолжает вращаться вместе с ротором, и поскольку ее направление близко к направлению скорости вала, создаются условия для возбуждения интенсивных колебаний. Можно показать, что

частота вращения этой самоподдерживающейся циркуляционной силы примерно равна $\omega/2$. Заметим, что такая же венцовая сила возникает при смещении вала и появлении в диафрагменном уплотнении неравномерной по окружности утечки, что также вызывает переменность силы R_u по окружности.

Из рассмотрения природы венцовой паровой силы следует, что ее значение зависит от степени изменения утечки пара по окружности через периферийное уплотнение при радиальном отклонении вала. Это изменение тем выше, чем выше разница давлений до и после банджа и плотность пара в ступени. Поэтому венцовые возмущающие силы возбуждают колебания роторов ЦВД преимущественно турбины на сверхкритических параметрах пара.

Ясно также, что интенсивность возмущающих венцовых сил зависит от режима работы турбины: с увеличением нагрузки и приближением начальных параметров пара к номинальным значениям венцовые силы растут. Характерным признаком возникновения низкочастотной паровой вибрации является ее возникновение при определенной нагрузке турбины, когда интенсивность венцовых сил достигает достаточного значения. Поэтому устранение паровой вибрации путем установки виброустойчивых подшипников невозможно, хотя, конечно, демпфирующие свойства смазочного слоя подшипников в определенной степени влияют и на снижение паровых колебаний, однако это влияние уменьшает колебания, но не ликвидирует их причину.

Наиболее эффективным способом борьбы с возникновением возмущающих венцовых сил является соответствующее конструктивное выполнение периферийных уплотнений ступени. Действительно, достаточно выполнить уплотнения так, чтобы при смещении ротора, например, вниз (рис. 10.16) утечка через верхний зазор уменьшалась, а через нижний увеличивалась. В этом случае также

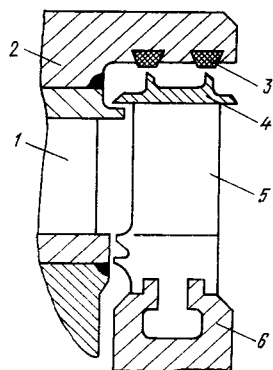


Рис. 10.16. Принципиальная конструкция виброустойчивого уплотнения ступени по отношению к венцовым силам:

1 — соплевой аппарат; 2 — козырек диафрагмы; 3 — бандаж; 4 — вставки; 5 — рабочая лопатка; 6 — диск

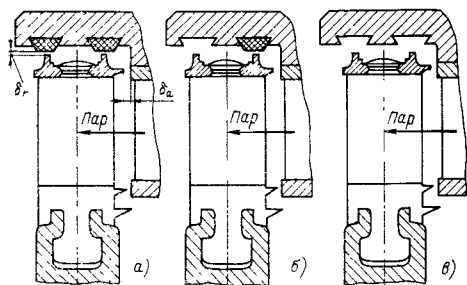


Рис. 10.17. Надбандажные уплотнения:

а — гипсовая конструкция; б, в — виброустойчивые конструкции

появится неуравновешенная циркуляционная венцовая сила S_v , но она будет направлена навстречу прецессионному движению ротора и поэтому не вызовет вибрации.

Создание такого «виброустойчивого» уплотнения возможно, однако трудность состоит в том, чтобы оно не снижало экономичности ступени, было достаточно технологичным в производстве и удобным при монтаже и ремонте. Кроме того, оно должно обеспечивать надежную работу ротора без задеваний при различных переходных режимах (пусках, остановах, сбросах нагрузки).

Интенсивность венцовых сил в выполненной ступени очень существ-

Это объясняется тем, что при больших радиальных зазорах их изменение вследствие прогиба ротора будет вызывать относительно небольшое изменение утечки и тем самым небольшое изменение R_u . При малых осевых зазорах утечка определяется их размерами, а изменение радиального зазора практически не влияет на нее.

Часто в процессе наладки или эксплуатации турбины происходит

Бандажные силы возникают вследствие появления окружной неравномерности давления вдоль окружности бандажа из-за смещения ротора. Чтобы понять природу этих сил, рассмотрим рис. 10.18.

Представим себе далее другой случай, когда невращающийся ротор, концентрично расположенный в статоре, внезапно переместится вверх на вектор r . Тогда пар, находящийся в надбандажной камере, начнет перетекать сверху вниз симметрично относительно вертикальной плоскости. В сечениях AB и CD будет возникать одинаковое примерно параболическое распределение скоростей, показанное на рис. 10.18 на средних эпюрах.

Наконец, в третьем случае, при смещении вверх вращающегося ротора, в сечениях AB и CD возникает распределение скоростей, являющееся наложением эпюр скоростей для двух ранее рассмотренных случаев. В результате в сечении CD скорости будут складываться, а в AB — вычи-

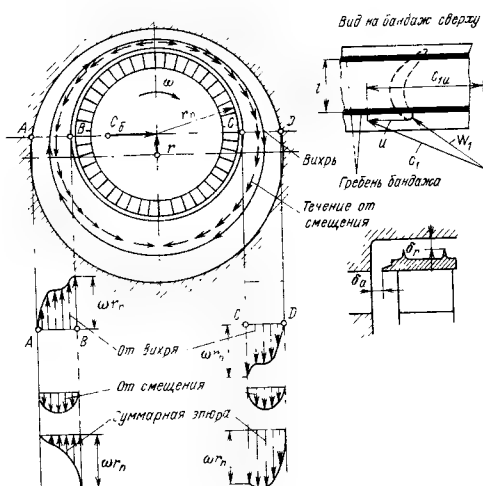


Рис. 10.18. Возникновение бандажной циркуляционной силы

таться. Поэтому эпюра скоростей в сечении CD окажется полнее, чем в AB . Такое наполнение эпюры скоростей может произойти только за счет уменьшения давления в этой зоне, поскольку никакой дополнительной работы над паром не совершается. Таким образом, в результате перемещения ротора вверх на бандаже рабочего колеса возникает перераспределение давлений такое, что на левой части бандажа оно будет больше, чем на правой (при вращении ротора по часовой стрелке). Поэтому возникает неуравновешенная сила S_6 , действующая перпендикулярно смещению и стремящаяся сдвинуть ротор вправо. В результате, как и в ранее рассмотренных случаях, возникает самоподдерживающееся прецессионное движение ротора, которое совпадает с направлением вращения. Поэтому оно является источником интенсивной вибрации даже при относительно небольших значениях возмущающих сил.

Понимание физической природы бандажных сил позволяет установить факторы, от которых зависит их значение, и наметить меры борьбы с их возникновением. Прежде всего бандажные силы зависят от абсолютного давления в периферийном зазоре ступени: при малом абсолютном давлении абсолютное изменение давления по окружности бандажа будет малым. Поэтому, так же как и венцовые силы, бандажные силы играют серьезную роль для ЦВД турбин со сверхкритическими начальными параметрами пара.

С ростом мощности бандажные силы увеличиваются. Это связано с тем, что при фиксированных начальных и конечных параметрах парарост мощности турбины достигается путем увеличения пропуска пара, что приводит к увеличению высоты и хорды лопатки и, следовательно, ширины бандажа, т. е. площади, на которую действует давление. На практике это привело к тому, что, например, при наладке турбин мощностью 300 МВт приходилось в основном

бороться с масляной низкочастотной вибрацией и венцовыми силами, а при переходе к турбинам 500 и 800 МВт главную роль стали играть бандажные силы. Так как бандажная циркуляционная сила возникает из-за нарушения симметрии эпюры скоростей пара в зазоре, то большое влияние на ее значение оказывает окружная составляющая скорости c_{1u} , называемая закруткой: чем больше закрутка, тем больше искажение эпюры скоростей и бандажная сила.

Интенсивность возникающего в камере уплотнения вихря зависит от соотношения осевых и радиальных зазоров. С увеличением радиальных зазоров пар, поступающий через зазор входного радиального гребешка (см. рис. 10.17), будет быстрее покидать камеру уплотнения через зазор выходного гребешка, поэтому интенсивность вихря будет меньше. Следовательно, искажение эпюры скоростей и бандажная сила также будут меньшими. Уменьшению интенсивности вихря способствует и уменьшение осевого зазора. Радиальным способом резкого уменьшения бандажных сил является ликвидация второго (выходного) уплотняющего гребешка. В этом случае независимо от смещения над бандажом по всей окружности устанавливается одинаковое давление, равное давлению за ступенью.

Традиционно используемые в большинстве турбин периферийные уплотнения не являются удовлетворительными с точки зрения возникновения как венцовых, так и бандажных циркуляционных сил. Как видно из рис. 10.17, а, при смещении ротора имеются все условия для возникновения циркуляционных сил. Улучшение этих конструкций с целью уменьшения циркуляционных сил возможно только путем частичного или полного разуплотнения ступеней посредством увеличения зазоров и ликвидации отдельных или всех гребешков, т. е. ценой снижения экономичности.

На рис. 3.55, в и 6.15 приведены конструкции периферийных уплотнений, в которых предусмотрены меры для уменьшения венцовых и бандажных сил. В табл. 10.2 показано сравнение эффективности различных конструкций надбандажных уплотнений (рис. 10.19), выполненное в МЭИ, для ЦВД турбины К-300-240 ЛМЗ. Эффективность оценивалась по изменению пороговой мощности турбины N и экономичности $\Delta\eta/\eta$, причем для сравнения в качестве эталонного принята традиционная конструкция a при радиальных зазорах $\delta_2 = 1,5$ мм. Их уменьшение в 2 раза (вариант 2 в табл. 10.2) увеличивает КПД ЦВД на 2,15 %, однако пороговая мощность снижается на 60 %.

Выполнение виброустойчивой конструкции b позволяет более чем в 3 раза увеличить пороговую мощность при очень небольшом повышении экономичности. Используя ту или иную конструкцию уплотнений,

Таблица 10.2. Сравнение надбандажных уплотнений ЦВД турбины мощностью 300 МВт

Вариант	Тип уплотнений (см. рис. 10.19)	Номер ступени	Зазоры, мм			N	$\Delta\eta/\eta, \%$
			δ_1	δ_2	δ_3		
1	a	1-6	1,5	1,5	—	1	0
		7-12	2,4	1,5	—		
2	a	1-5	1,5	0,75	—	0,39	2,15
		7-12	2,4	0,75	—		
3	b	1-6	1,5	3,5	—	3,22	0,11
		7-12	2,4	3,5	—		
4	$в$	1-2	1,5	2,0	0,75	0,61	2,22
		3-5	1,5	2,0	0,75		
		7	2,4	2,0	0,75		
		8-12	2,4	2,0	0,75		
5	e	1-6	1,5	1,2	1,2	1,47	1,28
		7-12	2,4	1,2	1,2		
6	$ж$	1-6	1,5	1,35	0,75	1,06	2,75
		7-12	2,4	1,35	0,75		

можно активно влиять как на пороговую мощность, так и на экономичность проточной части.

Возникновение циркуляционных самоподдерживающихся сил в уплотнениях принципно не отличается от их появления в бандажной камере: при смещении вала в уплотнении симметрия окружного течения пара нарушается, вследствие чего появляется самоподдерживающаяся сила, действующая поперечно смещению и вызывающая прецессию вала. Циркуляционная сила, возникающая в уплотнении, в большой степени зависит от начальной закрутки. В диафрагменные уплотнения промежуточных ступеней пар поступает из впереди стоящей рабочей решетке, за которой скорость выхода потока c_2 мала и имеет ма-

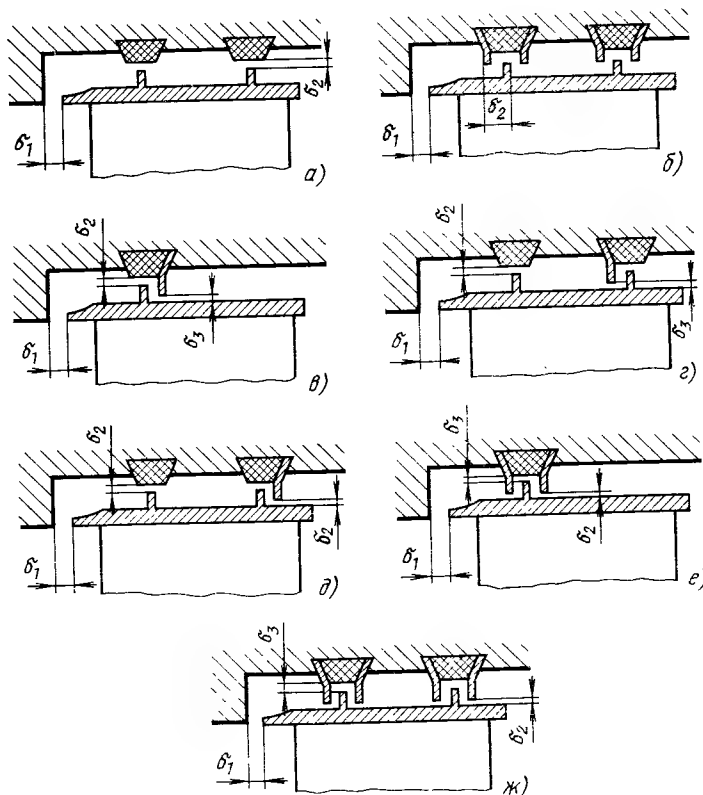


Рис. 10.19. Типы исследованных периферийных уплотнений

люю закрутку. Такая же картина наблюдается на входе в заднее концевое уплотнение. Во всех этих случаях циркуляционная сила в уплотнении мала, а в тех случаях, когда окружная проекция $c_{2\alpha}$ направлена против вращения, она может быть даже стабилизирующей, т. е. будет гасить колебания.

Иное положение возникает в тех уплотнениях, которые соседствуют с камерой, расположенной перед диском первой ступени, особенно перед диском регулирующей ступени. В этом случае закрутка $c_{1\alpha} \approx c_1$ (так как угол α_1 мал) и велика по абсолютному значению из-за увеличенного теплоперепада регулирующей ступени. Поэтому большие циркуляционные силы могут возникать в промежуточном уплотнении цилиндров с поворотом пара (см., например, рис. 6.13, 6.20, 6.23).

Возникающая циркуляционная сила пропорциональна расходу пара через уплотнение, поэтому, как и в предыдущих случаях, она больше в уплотнениях ЦВД и в промежуточном уплотнении. С ростом зазоров и высоты камеры между гребешками уплотнения возмущающая сила уменьшается из-за ослабления вихрей, образующихся в уплотнительных камерах. Определенное уменьшение циркуляционных сил в уплотнениях может быть достигнуто подводом незакрученного пара после первого отсека уплотнений (рис. 10.20) через каналы, площадь

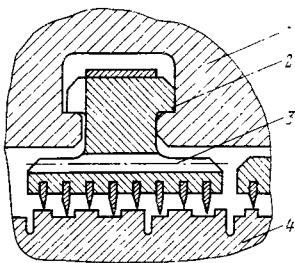


Рис. 10.20. Гашение закрутки потока в уплотнениях с помощью осевых сверлений в обоймах уплотнений (рекомендации ЦКТН).

1 — обойма уплотнения; 2 — сегмент уплотнения; 3 — осевые отверстия для прохода пара; 4 — ротор

которых в 2—3 раза больше площади радиального зазора. Подводимый пар, не имеющий закрутки, тормозит закрученный пар, способствуя выравниванию окружной неравномерности давлений, порождающей циркуляционную силу.

10.5. ВЫСОКОЧАСТОТНЫЕ ВИБРАЦИИ ТУРБОАГРЕГАТОВ

Высокочастотными вибрациями называются вибрации с частотой, вдвое превышающей частоту вращения ротора. Для турбоагрегатов, имеющих частоту вращения 50 1/с, частота вибрации составляет 100 Гц.

Вибрация двойной оборотной частоты возникает под действием веса при изгибной анизотропии ротора.

Представим себе для простоты однодисковый симметричный ротор, сечение вала которого (рис. 10.21, а) не имеет осевой симметрии (например, имеет форму эллипса). Пусть в некоторый момент времени сечение расположено так, что большая ось эллипса вертикальна (см. рис. 10.21, б) и под действием силы веса ротор имеет прогиб y_1 . При повороте ротора на 90° (рис. 10.21, в) сопротивление сечения ротора изгибу уменьшится и поэтому под действием того же веса прогиб возрастет до

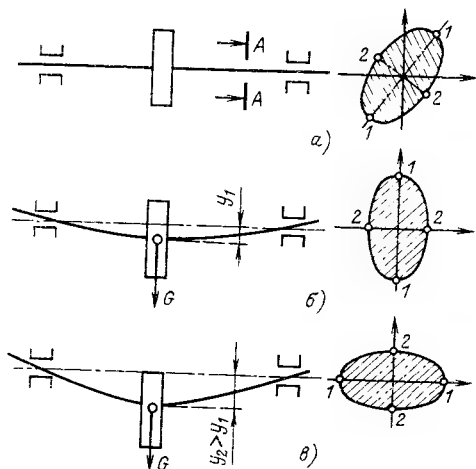


Рис. 10.21. Возникновение высокочастотной вибрации

значения u_2 . При дальнейшем повороте ротора на 90° его прогиб опять уменьшится и т. д. Таким образом, если в вертикальной плоскости установить индикатор деформации, то при вращении ротора он зафиксирует вертикальные перемещения вала, т. е. вибрацию, частота которой будет в 2 раза больше частоты вращения ротора, поскольку за один оборот ротор будет совершать два колебания.

Такие колебания никак не связаны с неуравновешенностью ротора, и их невозможно поэтому устранить балансировкой. Необходимым и достаточным условием для их появления является несимметрия сечения вала. При вращении ротора с несимметричным сечением возникает периодическая сила с частотой 2ω . Эта сила воздействует на ротор не статически, а динамически, т. е. эффект от ее воздействия тем больше, чем ближе ее частота, которая зависит от частоты вращения ротора, к какой-либо из критических частот валопровода.

Основным источником вибрации двойной оборотной частоты является электрический генератор, в частности для турбин с частотой вращения 50 1/с. Такой генератор имеет два полюса (рис. 10.22), т. е. две обмотки, расположенные на противоположных сторонах ротора, и поэтому его сопротивление изгибу различно в разных плоскостях. Эта разница может достигать в современных мощных генераторах до 30–40 % и вызывать интенсивную вибрацию двойной оборотной частоты, которая создает оп-

ределенную опасность для электрической части генератора, а также для корпусов подшипников, фундамента и т. д. Особенно интенсивные колебания возникают, если турбогенератор имеет частоту вращения 50 1/с, а какая-либо из критических частот вращения примерно равна 100 1/с. В этом случае возникает резонанс.

Для уменьшения вибрации двойной оборотной частоты применяются специальные конструктивные меры, направленные на уменьшение разности жесткости сечения ротора генератора: на большом зубе ротора (периферийной части ротора, где отсутствует обмотка) выполняют продольные пазы и поперечные прорезы.

Электрические генераторы турбины насыщенного пара на частоту вращения 25 1/с менее подвержены высокочастотной вибрации, так как они имеют четыре полюса и, следовательно, более симметричную конструкцию ротора.

Источником высокочастотных возмущающих сил в собственно турбине могут быть шпоночные пазы дисков, колеса насосов и т. д., однако несимметрия, вносимая ими, как правило, невелика.

10.6. НОРМЫ ДОПУСТИМОЙ ВИБРАЦИИ ТУРБОАГРЕГАТОВ

Работающий турбоагрегат всегда в какой-то степени вибрирует. Поэтому ПТЭ предусматривают жесткие нормы на допустимый уровень вибрации.

Вибрационное состояние турбоагрегата оценивают по наибольшему значению виброскорости, действующему в вертикальном, горизонтально-поперечном и горизонтально-осевом направлениях. Длительная эксплуатация турбоагрегатов мощностью 200 МВт и более допускается при вибрации подшипниковых опор, не превышающей 2,8 мм/с.

В нормально работающем турбоагрегате основное значение имеет вибрация оборотной частоты. Это

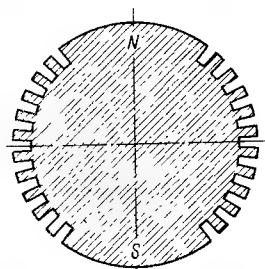


Рис. 10.22. Сечение ротора двухполюсного электрического генератора

означает, что в соотношении (10.1) можно учитывать только один член и тогда допустимая амплитуда вибрации составит $A = \sqrt{2V/\omega} = \sqrt{2 \cdot 2,8 / (3 \cdot 14)} = 0,013 \text{ м} = 13 \text{ мкм}$, т. е. вибрация в 2,8 мм/с примерно эквивалентна размаху вибрации в 26 мкм. Если по каким-либо техническим причинам такой уровень вибрации не может быть достигнут, то по согласованию между заводом — изготовителем турбины и электростанцией допускается эксплуатировать турбоагрегаты при большей вибрации, но не превышающей 4,5 мм/с. Такой же уровень вибрации допустим для турбоагрегатов мощностью меньше 200 МВт. При этом должны быть приняты меры по снижению вибрации в срок не более 30 дней.

Эксплуатация турбоагрегата запрещается при вибрации свыше 7,1 мм/с, т. е. при размахе вибрации больше 65 мкм. Точно так же эксплуатация недопустима, если при установившемся режиме происходит внезапное изменение виброскорости на 1 мм/с.

На первый взгляд может показаться, что нормы вибрации турбоагрегатов чрезмерно жесткие. Однако следует иметь в виду, что вибрация измеряется на корпусе подшипника, а для турбоагрегата важна вибрация вала, которая и вызывает вибрацию корпуса подшипника. Подшипник, установленный на фундаменте или встроенный в выходной патрубок, обладает, как и всякая система, своими вибрационными характеристиками, и его вибрация зависит от близости частоты возмущающей силы, создаваемой ротором, к частоте его собственных колебаний. Поэтому реакция корпуса подшипника на воздействие на него со стороны ротора может быть самой различной. Иногда, если частоты собственных колебаний системы подшипник — фундамент далеки от частоты колебаний шейки ротора, корпус подшипника не отзывается даже при интенсивной вибрации ротора.

Специальные исследования показали, что вертикальное перемещение вала может в 4—10 раз превышать вертикальное перемещение подшипника, а горизонтальное перемещение вала может превосходить аналогичное перемещение корпуса подшипника в 8—15 раз. С учетом разницы в смещениях шейки вала и крышек корпуса подшипника допуски на вибрацию крышек корпуса уже не кажутся чрезмерными.

Значительное различие амплитуд вибрации вала и корпусов подшипников побудило к разработке аппаратуры, позволяющей измерять вибрацию самого вала. Существуют специальные датчики, обычно токовихревого типа, устанавливаемые в вертикальной и горизонтальной плоскостях примерно в 5 мм от вала и позволяющие вести непрерывный контроль вибрации. Повышенная вибрация вала и соответствующий сигнал могут быть использованы для автоматического отключения турбины при возникновении чрезмерной вибрации по каким-либо причинам.

Система, состоящая из турбоагрегата и его фундамента, проектируется так, чтобы ее критические частоты не были близки к половинной частоте вращения (тогда легко будет вызываться низкочастотная вибрация), к номинальной частоте вращения (тогда легко будет вызываться вибрация оборотной частоты) и к удвоенной номинальной частоте вращения (тогда легко будет возбуждаться высокочастотная вибрация). Тем не менее в процессе разворота турбоагрегат проходит через ряд критических частот. Если соответствующая форма небаланса не ликвидирована (см. § 10.3), то при переходе через резонанс возникает интенсивная вибрация оборотной частоты. При этом в течение нескольких пусков возникающие в уплотнениях заедания приводят к их износу и снижению экономичности турбины. Поэтому часто при балансировке турбоагрегата вводят нормирование по уровню вибрации

не только на номинальной частоте вращения, но и на критических частотах. Требуется, чтобы размах вибрации подшипников не превышал на критической частоте 50 мкм.

Выше отмечалось, что вибрация подшипников носит полигармонический характер: в ней присутствуют гармоники всех частот. Однако особое внимание обращается на амплитуду гармоники с частотой, соответствующей половинной частоте вращения валопровода. Это связано с тем, что уровень этой низкочастотной вибрации свидетельствует о близости валопровода турбоагрегата к состоянию возникновения интенсивных самоподдерживающихся колебаний (автоколебаний). Поэтому если хотя бы на одном из подшипников уровень низкочастотной вибрации превосходит 15 мкм, вибрационное состояние такого агрегата признается неудовлетворительным.

Вибрация с корпусов подшипников передается на фундамент, вызывая его вибрацию. В правильно спроектированных и выполненных фундаментах размах вибрации верхней фундаментной плиты не превосходит 15—25 мкм.

Контрольные вопросы и задачи

1. Нарисуйте график свободных незагруженных гармонических колебаний. Обозначьте период колебаний T_0 . Как он связан с круговой частотой p и частотой f ?

2. Ротор турбины вращается с угловой частотой $\omega = 314$ рад/с. Определите круговую частоту, частоту и период возмущающей силы, вызываемой неуравновешенностью ротора.

3. Сборный и сварной роторы имеют одинаковые размеры ступеней и примерно одинаковую массу. Почему критическая частота вращения сварного ротора будет выше, чем сборного?

4. Определите декремент колебаний, если две последовательные амплитуды равны 30 и 30,2 мкм.

5. Частота собственных колебаний некоторой системы равна 120 Гц. С какой частотой будет колебаться система, если на нее воздействовать гармонической силой с частотой 50 Гц?

6. Назовите отрицательные последствия повышенной вибрации турбоагрегата.

7. Почему сила веса ротора не вызывает вибрации?

8. Вибрирует ли идеально уравновешенный ротор на критической частоте вращения?

9. Почему для роторов паровых турбин кроме статической требуется динамическая балансировка?

10. Почему при работе турбины на критической частоте вращения возникает интенсивная вибрация даже при небольшой неуравновешенности?

11. Во время ремонтных работ ликвидированы вспомогательные горячие паропроводы возле одной из колонн фундамента, в результате чего корпус среднего подшипника не расширился вверх по отношению к другим подшипникам и в рабочих условиях оказался практически исключенным из работы. Как это отразилось на критических частотах турбоагрегата?

12. Каковы характерные признаки вибрации, вызванной плохой балансировкой?

13. Почему ротор, неравномерно нагретый по сечению, вибрирует? Почему эту вибрацию нельзя устранить более тщательной балансировкой?

14. Почему значительные задевания в проточной части турбины вызывают ее интенсивную вибрацию?

15. В чем состоит принципиальное отличие автоколебаний от вынужденных колебаний?

16. Объясните механизм возникновения масляной вибрации.

17. В табл. 10.1 значения критических частот для некоторых турбоагрегатов определены в предположении вращения ротора на жестких (неподатливых) подшипниках. Как будут отличаться истинные критические скорости от представленных?

18. Как проверить, является ли неправильный порядок открытия регулирующих клапанов причиной низкочастотной вибрации?

19. Почему при использовании сегментных подшипников не может возникнуть низкочастотная вибрация?

20. Объясните механизм возникновения венцовых циркуляционных сил.

21. Почему износ или увеличение радиальных зазоров в уплотнениях приводит к уменьшению вибрации?

22. Почему циркуляционные силы в дисафрагменных уплотнениях значительно меньше, чем циркуляционные силы в промежуточном уплотнении в цилиндрах с поворотом пара?

23. Почему паровые циркуляционные силы в паровых турбинах на сверхкритических начальных параметрах пара играют основную

роль в появлении низкочастотной вибрации?

24. Турбины К-300-240 и К-800-240 выполнены на одинаковые начальные параметры пара. Для какой из турбин венцовые и надбандажные силы будут больше при одинаковых типах уплотнений и зазорах в проточной части?

25. Каков механизм возникновения вибрации двойной оборотной частоты?

26. При проектировании турбины с рабочей частотой вращения 50 1/с ротор рассчитывают так, чтобы его критические частоты не равнялись 25, 50 и 100 Гц. Почему эти критические частоты являются запретыми?

Глава одиннадцатая

НЕПОЛАДКИ И АВАРИИ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН

11.1. ВОДЯНЫЕ УДАРЫ, ПОПАДАНИЕ В ТУРБИНУ ВОДЫ И ХОЛОДНОГО ПАРА

Водяной удар происходит при попадании воды внутрь работающей турбины. Последствия водяных ударов обычно весьма серьезные. *Попадание значительного количества воды, как правило, приводит к полному разрушению проточной части цилиндра.* При небольшом количестве воды происходит резкое охлаждение отдельных участков ротора или корпуса, приводящее к деформациям, задеваниям и резкому усилению вибрации. В ряде случаев возникающие деформации деталей могут быть необратимыми, требующими последующего ремонта в условиях турбинного завода. Эти же явления могут происходить и при попадании в горячую турбину холодного пара, например из линий отбора пара на регенерацию.

Пример 11.1. Статистика повреждений на ТЭС США показала, что за 7 лет на них произошло 25 случаев заброса в турбину воды и холодного пара, а вынужденное время простоя для ликвидации их последствий составило почти 24 000 ч. В 70 % случаев вода и холодный пар попадали из паропроводов отбора на регенеративные подогреватели.

Попадание воды и холодного пара из подогревателей может происходить по следующим причинам: 1) при неисправности дренажной системы подогревателей, вследствие чего конденсат греющего пара не перетекает в подогреватель с меньшим давлением; 2) при повреждениях

трубкок подогревателя, вследствие чего питательная вода поступает в паровое пространство подогревателя. Указанные причины приведут к попаданию воды в турбину только в том случае, когда автоматическая система, следящая за уровнем конденсата греющего пара и отключающая подогреватели (см. рис. 5.47) при недопустимом повышении уровня, окажется неисправной, а обратные клапаны, установленные между подогревателем и турбиной, недостаточно плотными.

Пример 11.2. В течение одного из годов на турбинах американской фирмы «Вестингауз» произошло 12 случаев заброса воды. Шесть из этих турбин получили серьезные повреждения. Простой каждой из них составил от нескольких недель до нескольких месяцев. Авария турбины мощностью 450 МВт произошла из-за заброса воды в выходной патрубок ЦС.1 из переполненного подогревателя, аналогичная авария произошла и на турбине мощностью 500 МВт из-за нарушения плотности трубкок подогревателя. Авария турбины 588 МВт произошла из-за нарушения работы клапана впуска для регулирования температуры пара за промежуточным пароперегревателем.

Попадание воды из паропроводов свежего пара — явление сравнительно редкое. Оно может произойти либо в результате грубых ошибок при монтаже (или ремонтах), либо в случае грубых нарушений правил эксплуатации. Скопление конденсата в паропроводах свежего пара обычно происходит на участках заниженного уровня (в «водяных мешках»), кото-

рые возникают при неправильной прокладке паропровода и отсутствии (или неисправности) дренажных трубопроводов и их арматуры. При подаче пара в турбину скопившийся конденсат может быть увлечен паровым потоком.

Наибольшая возможность заброса воды в турбину возникает при пусковых режимах, при которых перегрев пара по отношению к температуре насыщения для данного давления не столь велик, как при номинальном режиме.

Возможной причиной попадания воды в турбину из паропроводов свежего пара может быть плохая работа котла. При резких изменениях режима работы блока с барабанным котлом, когда нарушается баланс между потреблением пара турбиной и его выработкой котлом, могут происходить резкое увеличение уровня питательной воды в барабане и ее унос в паропровод свежего пара. Аналогичное положение может возникать и в прямоточных котлах при плохой работе встроенных сепараторов.

Определенная опасность заброса воды возникает при резком наборе нагрузки на турбоагрегат, когда регулирующие клапаны быстро открываются. Если, как это обычно бывает, котел не успевает увеличить свою паропроизводительность, то давление пара перед турбиной быстро уменьшается, и это может привести к увлечению воды из котла и к ее забросу в турбину.

Для исключения такой возможности систему регулирования турбины снабжают регулятором давления «до себя». Этот регулятор препятствует открытию регулирующих клапанов при значительном падении давления перед ними и тем самым поддерживает его, исключая возможность увлечения воды из котла.

В блочных установках возможным дополнительным источником заброса воды в турбину является тракт промежуточного пе-

регрева в случае его неправильного прогрева при пуске, недостаточного его дренирования или неисправности клапанов впрыска конденсата для регулирования температуры. Если из паропроводов промежуточного перегрева питаются концевые уплотнения, то вода может быть заброшена и в зону концевых уплотнений.

Пример 11.3. В практике эксплуатации известен случай, когда произошло заклинивание ротора ЦВД, вызванное изгибом корпуса турбины. Причиной аварии послужила неплотность задвижки на линии промежуточного перегрева. При неработающей турбине котел продолжал вырабатывать пар, который через неплотности задвижки проникал в паропроводы промежуточного перегрева и, конденсируясь, скапливался в них в виде воды. При пуске турбины вода устремилась в ЦВД, охладив нижнюю часть его корпуса на 240 °С по отношению к верхней. Это вызвало изгиб корпуса, задевания и заклинивание.

Пример 11.4. В течение одного из годов вынужденные простои турбоустановок из-за заброса воды произошли на 11 турбинах американской фирмы «Дженерал электрик»; суммарная длительность этих простоев составила 27 % общего времени вынужденных простоев.

В одном из случаев произошел заброс воды из ПНД в обойму последней ступени с поломкой лопаток. В остальных случаях вода попадала из котла, перепускных труб и паропроводов отбора на горячие элементы корпуса, вызывая их коробление с последующими задеваниями в уплотнениях и вибрацией, и на ротор, вызывая его остаточный прогиб.

Признаками водяного удара могут быть следующие явления:

1) резкое снижение температуры свежего пара, происходящее вследствие того, что часть теплоты перегрева пара затрачивается на испарение попавшей воды или ее отдачу металлу паропровода, арматуры и т. д. Снижение температуры может достигать нескольких сотен градусов и четко фиксируется прибором, измеряющим температуру свежего пара;

2) резкое снижение температуры металла той части цилиндра, на которую попали вода или холодный пар;

3) гидравлические удары в паропроводах свежего пара, промежуточного перегрева и отборов, вызванные большой кинетической энергией воды, увлеченной паром;

4) металлический шум и удары внутри цилиндра, являющиеся следствием короблений и задеваний внутри проточной части;

5) увеличение осевого сдвига ротора и повышение температуры колодок упорного подшипника. При попадании воды в проточную часть рабочие каналы частично заполняются водой, вследствие чего резко увеличивается осевое усилие;

6) появление белого пара (из-за его большой влажности) из фланцевых соединений стопорного и регулирующих клапанов, концевых уплотнений, фланцевого соединения турбины и т. д.

Пример 11.5. На рис. 11.1 показаны графики изменения температуры металла нижней части 2 и крышки корпуса ЦВД 1 американской турбины мощностью 450 МВт при ее остывании после сброса нагрузки 340 МВт в результате резкого повышения давления в выходном патрубке. Внезапное резкое снижение температуры нижней части корпуса на 380 °С вызвано попаданием холодного пара внутри турбины из патрубка отбора.

При появлении хотя бы одного из признаков гидравлического удара или попадания в турбину холодного пара машинист обязан немедленно отключить турбину кнопкой автомата безопасности. При этом необходимо произвести срыв в вакуума (см. § 14.5), для того чтобы выбег ротора был как можно короче.

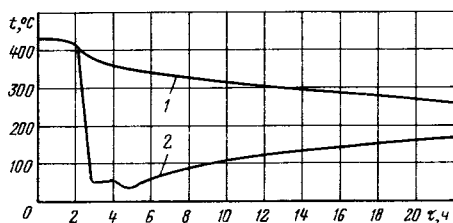


Рис. 11.1. Захолаживание нижней части корпуса турбины мощностью 450 МВт вследствие попадания воды из регенеративного подогревателя

После аварийного прекращения подачи пара в турбину необходимо открыть все продувочные линии на паропроводах и корпусе турбины для удаления появившейся воды, прослушать турбину во время выбега и записать время выбега ротора, проверить температуру колодок упорного подшипника и относительное положение ротора. Если во время выбега задеваний в проточной части турбины не обнаруживается, время выбега ротора — обычное, температура колодок — нормальная, а относительное положение ротора — в пределах нормы, то турбина с большой осторожностью может быть пущена в работу. При пуске необходимо особенно внимательно прослушать турбину и следить за положением ее ротора. Если обнаружится хотя бы одна из перечисленных неполадок, необходимо вскрыть и осмотреть упорный подшипник.

Для исключения забросов воды и холодного пара прежде всего должно быть правильно смонтировано оборудование станции: все регенеративные подогреватели, кроме деаэратора, должны быть установлены ниже оси турбины, а паропроводы отбора должны иметь уклоны, обеспечивающие их самодренирование. Обратные клапаны должны быть плотными и надежно закрываться под действием импульсов от концевых выключателей стопорных клапанов или защиты подогревателей от переполнения.

Пример 11.6. Известен случай, когда на турбине произошел прогиб ротора ЦВД в зоне регулирующей ступени вследствие попадания воды из расширителя дренажей перепускных труб (между стопорными и регулирующими клапанами) ЦВД (трубопроводы дренажей в отступление от проекта были врезаны не в верхнюю, а в нижнюю часть расширителя). При этом оказались сильно поврежденными концевые и диафрагменные уплотнения турбины. Причиной аварии явились не только неправильный монтаж расширителя, но и запоздалое (на 5—8 мин) отключение турбины.

11.2. АВАРИИ ЛОПАТОК

Лопатки турбины — сопловые и особенно рабочие — самая дорогая и уязвимая часть турбины.

Повреждения и разрушения лопаток происходят вследствие:

1) водяных ударов, попадания в проточную часть посторонних предметов и задеваний о детали статора;

2) недостаточной статической прочности, приводящей к отрыву рабочих лопаток, бандажей и проволочных связей;

3) усталости материала лопаток, вызываемой переменными напряжениями из-за вибрации рабочих лопаток;

4) коррозионной усталости и эрозионного износа.

Водяные удары, попадание посторонних предметов и задевания лопаток о неподвижные детали

При попадании в проточную часть воды усиливается напряженность рабочих лопаток по двум причинам.

1. Закупорка части каналов для прохода пара увеличивает разность давлений на рабочий венец, вследствие чего увеличиваются напряжения изгиба в лопатках. Заполнение нижней части корпуса водой, а чаще — пароводяной эмульсией приводит к резкому увеличению сопротивления лопаток вращению. В обоих случаях, как правило, происходит излом рабочих лопаток.

2. Попадание в проточную часть какого-либо постороннего твердого предмета обычно приводит сначала к сильным ударам, вызывающим выкрашивание отдельных кусков лопаток, а затем — к заклиниванию постороннего предмета в каком-либо зазоре между вращающимися и сопловыми лопатками. Это часто приводит к полному разрушению лопаточного аппарата всей ступени.

Такая авария может развиваться лавинообразно: лопатки, разрушенные вследствие попадания в проточную часть постороннего предмета, сами становятся источниками разрушений в последующих ступенях.

Для исключения возможности попадания в турбину посторонних предметов (гаек, инструментов, сварочного грата и т. д.) из паропроводов свежего пара и промежуточного перегрева на стопорных клапанах ЦВД и ЦСД ставят защитные сетки — паровые сита. Хотя они и приводят к некоторым дополнительным потерям давления и, следовательно, экономичности турбины, тем не менее они совершенно необходимы.

Вместе с тем сито не предохраняет турбину полностью от попадания посторонних предметов. Прежде всего в силу различных причин может быть разрушено само сито и его куски могут устремиться в проточную часть. Кроме того, оно не предохраняет от кусков разрушенных деталей, расположенных между ситом и проточной частью.

Пример 11.7. На двух турбинах одной из ГРЭС было обнаружено полное или частичное разрушение тепловых экранов корпусов регулирующих клапанов. Их кусками были повреждены 52 рабочие лопатки регулирующей, второй и третьей ступеней. Причины разрушения тепловых экранов — см. пример 11.28.

Паровые сита не могут защитить турбину и от посторонних предметов, забытых в проточной части после ее ремонта или случайно уроненных в нижнюю часть корпуса: гаек, болтов, мелкого инструмента и т. д. Посторонний предмет даже самого малого размера может быть источником серьезной аварии.

Пример 11.8. На электростанции ФРГ был случай, когда забытое внутри турбины при ремонте зубило привело к такому разрушению проточной части, что ее ремонт обошелся в 13 000 марок.

Пример 11.9. Из практики эксплуатации известен случай, когда осевой сдвиг ротора вызвал полное выплавление баббитовой заливки колодок упорного подшипника и частичное срабатывание бронзы. Причиной аварии явилась металлическая пробка дополнительного крепления направляющего козырька регулирующей ступени, попавшая в проточную часть и вызвавшая закатку выходных кромок регулирующей ступени, что в свою очередь привело к резкому возрастанию осевого усилия и повреждению упорного подшипника.

Задевания вращающихся рабочих лопаток о неподвижные могут произойти вследствие осевого сдвига ротора, большого его удлинения или укорочения относительно корпуса при нарушении режима пуска и т. д. Радиальные задевания могут также возникать при изгибе вращающегося ротора или короблении корпуса.

Отрыв рабочих лопаток

Отрыв лопатки от диска может произойти только в результате грубых нарушений технологии их производства или эксплуатации и должен быть, безусловно, исключен. Весьма редким, но все-таки встречающимся явлением, приводящим к отрыву лопаток, является значительное превышение частоты вращения при сбросе нагрузки или при разгоне из-за некачественной работы системы регулирования или неплотности регулирующих и защитных органов.

Пример 11.10. Известен случай полного разрушения мощной турбины из-за одновременного зависания отсечного золотника сервомотора регулирующего клапана ЦСД и задержки в закрытии стопорных клапанов ЦСД при сбросе нагрузки.

Особенно опасен обрыв лопаток последних ступеней, развивающих большую центробежную силу. Отрыв даже части массивной лопатки приводит, как правило, к возникновению интенсивной вибрации и необходимости остановки турбины. Попадание кусков разрушенных лопаток

в конденсатор приводит к повреждению его трубной системы и увеличению присосов охлаждающей воды.

Редкой, но все-таки возможной причиной отрыва лопаток может быть ее изготовление из недоброкачественного материала в условиях завода или при ремонте (это относится к лопаткам малой высоты). Лопатки — это один из самых напряженных элементов турбин, и поэтому, безусловно, необходим контроль качества материала лопатки.

В подавляющем большинстве случаев отрыв лопатки является лишь заключительным актом разрушения, начавшегося задолго до отрыва и, возможно, протекавшего достаточно долгое время. Чаще всего отрыву лопатки предшествует образование трещины. Трещины в рабочих лопатках могут возникать из-за усталости материала лопаток, коррозии, неправильной технологии ремонта и по другим причинам.

Возникшая по каким-либо причинам трещина, как правило, увеличивает свои размеры, и по достижении критического значения происходит отрыв лопатки. Критический размер трещины зависит в сильной степени от размера самой лопатки: чем больше ее размеры и чем выше напряжение в лопатке, тем меньше критический размер трещины, при котором происходит отрыв лопатки. Поэтому появление трещины в кромке лопатки — это не просто уменьшение ее поперечного сечения на несколько процентов и соответствующее возрастание напряженности, это прежде всего образование условий для хрупкого внезапного отрыва лопатки со всеми вытекающими последствиями.

Пример 11.11. Приведем другой пример катастрофического разрушения мощной турбины, происшедшего вследствие появления трещин в рабочих лопатках и их отрыва. Во время работы турбины в месте перехода пера лопатки к полке хвостовика образовались трещины (последние были обнару-

жены на многих соседних лопатках после аварии), однако обслуживающий персонал не подозревал об этом. Размер образовавшихся трещин не достиг критического, и турбина продолжала нормально работать. Внезапно из-за неисправности электрической части генератора в нем произошло короткое замыкание. Защита турбогенератора отключила его от сети, и при этом, естественно, произошел заброс частоты вращения, не опасный при нормальном состоянии рабочих лопаток, но совершенно недопустимый при наличии трещин. Напряженность лопаток возросла, кроме того, из-за возникающих крутильных колебаний валопровода. В результате произошел отрыв одной, а возможно, и нескольких рабочих лопаток последней ступени, масса каждой из которых — около 13 кг. Внезапно появившийся небаланс вызвал интенсивнейшую вибрацию валопровода, тем более что выбегающий ротор проходил через вторую критическую частоту вращения. Вибрация и возникшие в роторе динамические напряжения привели к хрупкому разрушению валопровода по нескольким сечениям.

Таким образом, борьба с образованием трещин является в значительной степени борьбой с отрывом лопаток.

Вибрация рабочих лопаток

При рассмотрении условий работы рабочих лопаток (см. гл. 3) отмечалось, что на них действует аэродинамическая сила, которая не является постоянной во времени. На рис. 11.2 показана качественная картина изменения силы, действующей на рабочую лопатку при ее угловом перемещении. В любой момент времени действующую силу R_u можно представить как сумму

двух сил: силы $\bar{R}_u$, не изменяющейся во времени и создающей полезный крутящий момент на валу турбины, и силы ΔR_u , переменной во времени и вызывающей вредную вибрацию лопаток.

Возникновение переменной силы ΔR_u связано со следующими причинами.

В ступенях с подводом пара по всей окружности основным источником возмущений являются технологические и конструктивные отклонения в проточной части: сопловых каналы невозможно выполнить строго одинаковыми (с одинаковыми проходными сечениями, одинаковым шагом, одинаковыми углами установки и т. д.). Поэтому из сопловых каналов вытекают струи пара с несколько различными расходами и различными скоростями, в результате чего они с разной силой действуют на рабочие лопатки при прохождении последних перед ними.

Неизбежным источником возмущающих сил являются так называемые кромочные следы (рис. 11.3), образующиеся за выходными кромками сопловых лопаток. За выходной кромкой скорость пара всегда меньше, чем скорость основного потока, и поэтому рабочая лопатка при вращении периодически проходит через области разных скоростей и разной степени воздействия на нее потока пара.

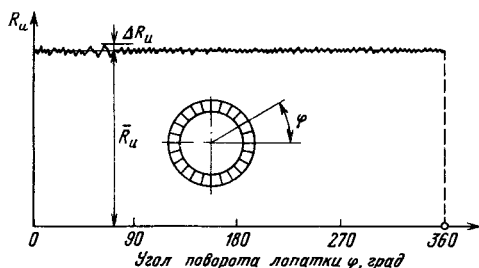


Рис. 11.2. Аэродинамическая сила, действующая на лопатку при ее вращении

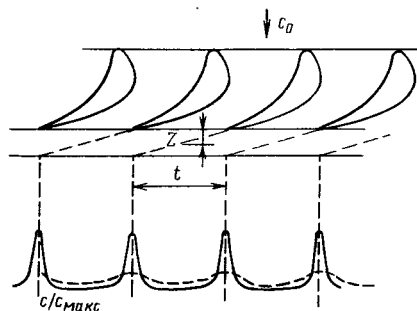


Рис. 11.3. Изменение силы струй пара, вытекающих из сопел, вдоль окружности:

— — — $z=0,1t$; — — — $z=1,8t$

Исключительно сильным источником возмущений большой интенсивности является частичный — парциальный — подвод пара. Ясно, что при прохождении лопатки перед работающим сегментом сопл на нее будет действовать обычное окружное усилие, а при смещении рабочей лопатки в область, где подвод пара отсутствует, действующая на нее сила исчезнет. Поэтому в случае парциального подвода усилия, действующее на рабочую лопатку, изменяется от нулевого до полного, в то время как в ступени с полным подводом значение возмущающей силы не превосходит обычно 5—10 % среднего значения. Повышенные возмущающие силы в регулирующей ступени приводят к необходимости установки рабочих лопаток с хордой значительно большей, чем при полном подводе. В мощных турбинах рабочие лопатки с помощью сварки или двойного бандажа соединяются в пакеты. Некоторые турбостроительные фирмы даже приваривают лопатки регулирующей ступени к диску. Мало того, одними из причин отказа конструкторов от соплового парораспределения, в частности в турбинах очень большой мощности, а также во многих турбинах насыщенного пара, несмотря на его экономические преимущества при частичных нагрузках, являются повышенная напряженность рабочих лопаток регулирующих ступеней и невозможность обеспечить их надежную работу.

Возмущающие силы возникают и при других нарушениях осевой симметрии потока пара в турбине, например при размещении в корпусе патрубка для отвода пара в регенеративный и особенно в сетевой подогревателя. В месте отсоса пара из корпуса образуется область пониженного давления, в которой на рабочую лопатку действует иное усилие, чем вдали от нее. Для смягчения отрицательных последствий этого диафрагмы устанавли-

вают в обоймы, между гребнями которых делают большие камеры, из которых и производится отбор. Для этой же цели камеру отбора расширяют в осевом направлении, раздвигая примыкающие ступени турбины.

Источником повышенных возмущающих сил могут быть плохо пригнанные горизонтальные разъемы диафрагм (см. рис. 3.46), особенно когда разрезают лопатки, попадающие в разъем. Разъемы диафрагм должны быть плотными, поскольку возникающая утечка пара не только снижает экономичность ступени, но и, что опаснее, создает возмущающую силу.

Если записать, например, с помощью осциллографа переменную возмущающую силу, действующую на рабочую лопатку, то можно видеть, что она имеет сложный характер, примерно такой, как показано на рис. 11.2. Однако, как и при вибрации валопровода, эту сложным образом изменяющуюся во времени возмущающую силу можно представить как сумму синусоид различной частоты и выделить гармоник, амплитуда которой имеет повышенное значение, а частота приближается к частоте собственных колебаний лопатки (см. ниже).

Конкретный вид возмущающей силы и составляющих ее синусоид зависит от условий работы и конструкции рассматриваемой ступени. Если, например, в диафрагме неправильно выполнен разъем, то на каждую вращающуюся за ней рабочую лопатку за ее один оборот будут действовать два импульса, а поскольку лопатка совершает n_c оборотов в 1 с, то за 1 с лопатка получит $2n_c$ импульсов. Получаемые ею импульсы не являются, конечно, строго синусоидальными, однако при их разложении на синусоиды можно увидеть, что синусоида с частотой $2n_c$ будет иметь самую большую амплитуду.

Возмущающая сила, связанная

с технологическим разбросом, не имеет ярко выраженной какой-либо из синусоид: амплитуды синусоид с частотами $1n_c, 2n_c, 3n_c...$ постепенно убывают, стремясь к нулю. Поэтому часто считают, что опасными для рабочих лопаток являются только первые шесть гармоник (строго говоря, со второй по пятую), а остальные гармоники не представляют опасности из-за малости их амплитуд.

Опасной для ряда ступеней считают возмущающую силу, создаваемую выходными кромками сопловых лопаток. Ясно, что частота этой силы равна $z_1 n_c$, где z_1 — число сопл в диафрагме с полным подводом пара.

Как правило, переменные во времени возмущающие силы, возникающие в ступени, значительно меньше полезных постоянных сил, которые возникают в процессе превращения энергии струй пара в энергию вращения ротора. Поэтому они представляют опасность постольку, поскольку могут вызвать явление резонанса, при котором возникающие напряжения приведут к быстрой поломке лопаток. В свою очередь возможность возникновения резонанса определяется значениями собственных частот рабочих лопаток.

Опасные возмущающие силы могут возникать в последних ступенях конденсационных турбин, в первую очередь — при их малой веерности при существенном уменьшении объемного пропуска пара по сравнению с расчетным и увеличении противодавления. При этом в концевых зонах ступени возникают возвратно-вихревые токи, стимулирующие появление динамических напряжений, влекущих поломку лопаток.

Еще не до конца выяснены причины появления значительных импульсов, периодически действующих на лопатки в зонах небольшой влажности пара. Известно немало случаев поломки лопаток первых

ступеней турбин насыщенного пара, а также ступеней ЦНД разного типа турбин, работающих при влажности пара 0,2—1 %. Возможность поломки стимулируется ухудшением поверхности лопаток, появлением на них рисок, трещин и язв, вызванных плохим качеством питательной воды.

Вибрационные характеристики рабочих лопаток. Рабочие лопатки и пакеты на колесе турбины имеют вибрационные характеристики, аналогичные вибрационным характеристикам валопровода (см. § 10.1).

Если лопатку, зажатую в корне, изогнуть произвольным образом и затем отпустить, то лопатка будет совершать свободные колебания в общем случае сложного характера (негармонические колебания).

Однако существуют некоторые начальные формы изгиба, которые обеспечивают строго гармонические колебания лопатки с вполне определенной частотой и формой изгиба, полностью совпадающей с этой начальной формой изгиба (для простоты рассматриваются свободные незатухающие колебания). Такие формы изгиба называются главными формами, а соответствующие им частоты — собственными частотами. Совокупность главной формы и собственной частоты лопатки называется ее тоном колебаний.

Собственные частоты и главные формы колебаний лопаток или пакетов являются их вибрационными характеристиками и не зависят от того, колеблется система под действием возмущающей силы или нет. Любая из лопаток имеет бесчисленное множество тонов колебаний, однако практический интерес представляют только те из них, которые могут вызвать поломки. Как правило, это первые один-два, иногда три тона колебаний.

В общем случае сложная форма лопатки обуславливает и сложные формы колебаний: при колебаниях по какому-либо из тонов ее сечения перемещаются как в плоскости колеса, так и в плоскости оси турбины. Однако в ряде случаев при более простой

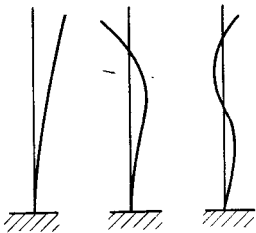


Рис. 11.4. Первые три главные формы колебаний единичной лопатки

форме лопатки колебания происходят преимущественно в одной из плоскостей. Тогда говорят о тангенциальных (в плоскости колеса) или аксиальных (осевых) колебаниях.

На рис. 11.4 показаны первые три главные формы тангенциальных колебаний единичной лопатки, которые характерны для коротких незакрученных лопаток. Конечно, эти лопатки имеют и аксиальные формы колебаний, однако частота их столь велика, что не представляет интереса.

С увеличением длины лопатки и податливости лопатки и диска в осевом направлении начинают играть значительную роль аксиальные тона колебаний. Кроме изгибных тонов колебаний в ряде случаев важны крутильные формы колебаний, происходящие вокруг продольной оси лопатки.

Знание собственных частот колебаний лопаток необходимо в первую очередь для отстройки лопаток от резонанса, т. е. от совпадения с частотой возмущающих сил. Знание главных форм позволяет оценить переменные напряжения и деформации в лопатке при действии известных возмущающих сил. Однако в большинстве случаев определения собственных частот достаточно для суждения о надежности лопатки, поскольку по-настоящему опасными возмущающие силы бывают только при резонансе.

Резонанс. Вибрационная диаграмма. Влияние эксплуатационных факторов на вибрационную надежность лопаток. Опасные возмущающие силы имеют частоты $f_{в.с} = kn_c$ и $f_{в.с} = z_1 n_c$, где кратность резонанса $k=2, 3, 4, 5$ и 6 , а z_1 — число сопловых лопаток по окружности.

Для проверки вибрационной надежности лопатки (или пакета) по некоторому тону необходимо определить частоту собственных колебаний лопатки (или пакета) и сравнить ее с частотами возмущающих сил.

Определение частот собственных колебаний длинных турбинных лопаток является очень сложной задачей, решение которой производится с помощью ЭВМ и затем проверяется на специальных стендах в вибрационных заводских лабораториях. Полученные таким образом собственные частоты называются статическими и обозначаются $f_{ст}$, поскольку они получены при невращающихся лопатках или пакетах.

Вращающаяся лопатка всегда будет иметь несколько большую частоту собственных колебаний, поскольку при изгибе лопатки во время колебаний центробежная сила стремится вернуть лопатку в неизогнутое положение, т. е. ужесточает ее. Это всегда приводит к повышению частоты собственных колебаний, которая в этом случае называется динамической. Если динамическую частоту собственных колебаний обозначить через f_d , то условие резонанса запишется следующим образом: $f_{в.с} = f_d$.

По возможности работа лопаток турбины в условиях резонанса должна быть исключена. Наглядное изображение условий резонанса и близости к ним рабочих условий дает в и б р а ц и о н н а я д и а г р а м м а, показанная на рис. 11.5. Вибрационная диаграмма — это графическое изображение записанного выше условия резонанса.

Лучи, выходящие из начала координат, изображают зависимость частот возмущающих сил от частоты вращения при различных кратностях k . Если, например, турбина имеет частоту вращения 50 1/с, то в ступени будут действовать возмущающие силы с частотами $50, 100, 150$ Гц и т. д. Возмущающая сила с частотой 50 Гц

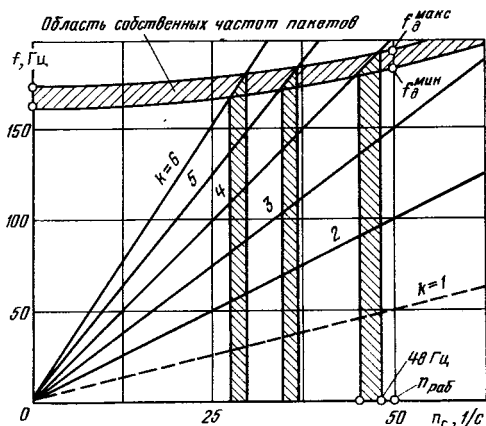


Рис. 11.5. Вибрационная диаграмма для пакета лопаток

для лопатки опасности не представляет, поскольку ее динамическая частота всегда больше частоты вращения. В большинстве случаев для турбин с частотой вращения 50 1/с неопасны и возмущающие силы с частотами, большими 300 Гц, так как их амплитуды обычно невелики. Поэтому на рис. 11.5 нанесены возмущающие силы до 6-й кратности включительно, а возмущающая сила 1-й кратности показана штриховой линией.

Заштрихованная наклонная полоса изображает область возможных динамических собственных частот рабочих лопаток на колесе.

Поскольку на колесе устанавливается много лопаток (или пакетов), то их частоты несколько отличаются из-за естественного различия в изготовлении и монтаже на колесе. Поэтому ширина полосы собственных частот дает диапазон их возможных изменений.

Например, на рабочей частоте вращения 50 1/с динамическая частота рабочих лопаток на колесе может изменяться от $f_{\delta}^{\min} = 174$ Гц до $f_{\delta}^{\max} = 183$ Гц.

Пересечение лучей частот возмущающих сил с полосой собственных частот определяет области, в которых они совпадают. Это области резонансных частот вращения; на рис. 11.5 они показаны вертикальными заштрихованными полосами. Если частота вращения ротора турбины будет внутри одного из диапазонов 28–30, 35–37 или 45,5–48 1/с, то какой-то из пакетов на колесе будет находиться в резонансе с возмущающими силами, отвечающими соответственно 6-й, 5-й и 4-й кратностям.

Облопачивание должно быть спроектировано так, чтобы рабочая

частота вращения (например, 50 1/с на рис. 11.5) не попадала ни в одну из резонансных зон, отвечающих кратностям возмущающих сил от 2-ой до 6-ой. Однако для надежной работы лопаточного аппарата этого недостаточно, необходимо, чтобы между рабочей частотой вращения $n_{\text{раб}}$ и ближайшей резонансной частотой (48 Гц на рис. 11.5) был определенный запас. Он необходим по следующим основным причинам:

1) высокие резонансные напряжения возникают не только при резонансе, но и в непосредственной близости к нему;

2) частота пакетов в процессе эксплуатации может измениться вследствие эрозионного износа профиля, отложений, ослабления крепления бандажа и хвостовика;

3) в условиях эксплуатации может несколько измениться частота сети.

Первые две причины обуславливают смещение на рис. 11.5 полосы разброса собственных частот.

Необходимый запас между рабочей и ближайшей резонансной частотами вращения определяется амплитудой возмущающей силы соответствующей кратности. С ростом частоты резонирующей возмущающей силы ее амплитуда уменьшается. Поэтому чем меньше кратность резонанса, тем больший запас требуется для обеспечения надежной работы лопаток.

Нормы прочности требуют, чтобы различие резонансной и рабочей скоростей при резонансе 2-й, 3-й, 4-й, 5-й и 6-й кратностей составляло соответственно не менее 10, 7, 6, 5 и 4 %. Например, для случая, показанного на рис. 11.5, при рабочей частоте вращения наиболее опасен резонанс четвертой кратности.

Ближайшие резонансные частоты не должны лежать в диапазоне 47–53 1/с.

Отстройка лопаток выполняется только для низкочастотных лопаток,

частота собственных колебаний которых $f_d < 6n_c$. Это означает, что для турбин на 50 1/с требуется отстройка для лопаток с частотой собственных колебаний менее 300 Гц, а для турбин на 25 1/с — менее 150 Гц.

При возникновении явления резонанса конструктор прибегает к отстройке лопаток (или пакетов). Простейшим способом отстройки является изменение размера хорды профиля лопатки (конечно, без изменения ее длины). Следует запомнить, что чем жестче лопатка (или пакет), т. е. чем сильнее сопротивляется она изгибу, тем выше ее частота собственных колебаний, и наоборот, чем больше ее масса, тем меньше частота собственных колебаний. Это правило действует всегда и в частности при изменении хорды лопатки: в этом случае ее масса растет пропорционально площади поперечного сечения, т. е. квадрату линейного размера, а жесткость — пропорционально четвертой степени линейного размера. В целом оказывается, что частота собственных колебаний лопатки прямо пропорциональна размеру ее хорды.

Следует учитывать, что эрозийный износ лопаток, снижающий жесткость лопатки (уменьшающий сечение ее профиля), и отложения, увеличивающие массу лопатки, уменьшают частоту ее собственных колебаний.

В определенной степени на вибрационные характеристики облопачивания можно влиять путем изменения размеров бандаж. С одной стороны, установка бандаж, особенно при припайке его к лопаткам, ужесточает конструкцию и поэтому повышает частоту собственных колебаний пакетов. С другой стороны, бандаж представляет собой дополнительную массу, расположенную на вершине лопаток, и поэтому снижает частоту. Конечный эффект зависит в любом случае от конкретной конструкции бандаж и лопаток.

Очень сильное влияние на собст-

венные частоты лопаток, особенно коротких, оказывает жесткость их закрепления на диске: чем жестче закреплена лопатка на диске, тем выше частота ее собственных колебаний (в пределе она стремится к некоторому значению, соответствующему упругой податливости материала лопатки и диска). Небрежная установка лопаток на рабочем диске или ослабление крепления в процессе эксплуатации может вызвать снижение ее собственной частоты и попадание лопатки в резонанс.

Избежать резонанса лопаток при всех режимах работы турбины практически невозможно.

Даже лопатки, тщательно отстроенные от резонанса на номинальной частоте вращения, при разгоне турбины проходят через резонансы.

Короткие лопатки, имеющие высокие значения частоты собственных колебаний, не могут быть отстроены от резонанса даже при номинальной частоте вращения. Это объясняется тем, что для высокой частоты собственных колебаний даже при очень малом технологическом разбросе диапазон изменения собственных частот на колесе окажется больше, чем разность соседних частот возмущающей силы.

Пример 11.12. Если, например, частота собственных колебаний лопаток (или пакетов) на колесе равна 1000 Гц, а разброс этих частот составляет всего 3 %, то на колесе будут находиться лопатки с частотами от 970 до 1030 Гц, т. е. диапазон изменения частот собственных колебаний составляет 60 Гц. Но если ротор турбины вращается с частотой 50 1/с, то частоты соседних гармоник возмущающих сил отличаются друг от друга на 50 Гц и, таким образом, резонанс неизбежен.

В особенно тяжелых условиях работают лопатки паровых турбин для привода питательных насосов, для которых меняется частота вращения при нормальной работе (для регулирования подачи и напора насоса), и, следовательно, в широком диапазоне изменяется частота возмущающих сил. Отстройка таких лопаток от резонанса практически невозможна.

Гармоника возмущающей силы

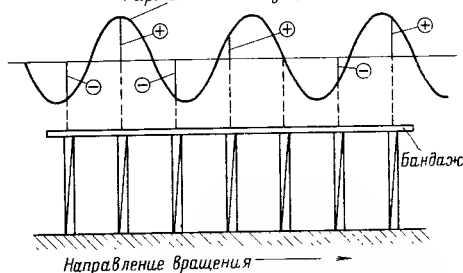


Рис. 11.6. Снижение возбуждающей силы с помощью пакетирования

Резонансные напряжения в рабочих лопатках снижают специальными конструктивными мерами и подбором материала с высоким декрементом колебаний.

Простейшим способом снижения резонансных напряжений является пакетирование лопаток. Смысл этого мероприятия легко понять из рис. 11.6. Если лопатки не перевязаны бандажом и рассматривается действие на них какой-нибудь гармоники возмущающей силы, то в некоторый момент времени на одну из лопаток (на рис. 11.6 — вторую) будет действовать максимальная сила, равная амплитуде возмущающей силы. Если же лопатки перевязать бандажом, то бандаж будет перераспределять усилие, действующее на любую из лопаток, между всеми лопатками пакета. А если при этом учесть, что на части лопаток пакета усилия действуют в одну сторону (например, по вращению колеса), а на другой части пакета — в противоположную (против вращения колеса), то ясно, что на лопатки в пакете будет действовать усилие меньшее, чем амплитуда возмущающей силы. Можно даже подобрать число лопаток в пакете так, чтобы вообще избавиться от резонансных напряжений от некоторой гармоники возмущающей силы. Однако полное избавление от резонансных напряжений оказывается невозможным из-за разброса собственных частот и влияния соседних гармоник возмущающей силы.

Уменьшить возмущающие силы вплоть до нуля можно с помощью установки кругового бандаж. Однако в области высоких температур возникают неодинаковые тепловые расширения лопаток и бандаж, а в области низких температур пара, где высота лопаток велика, появляются другие тона колебаний (аксиальные, изгибно-крутильные), для которых бандаж не является серьезной помехой.

Другим способом уменьшения резонансных напряжений является демпфирование, о котором говорилось выше (см. § 3.2). Установка демпферных проволочных связей (часто замкнутых на круг) и выполнение смежных бандажных полок с нахлестом создают условия для рассеивания энергии возмущающей силы путем трения и гасят резонансные колебания.

Для коротких лопаток, особенно лопаток регулирующих ступеней, частота собственных колебаний $f_{ст}$ которых велика, возможно разрушение из-за резонанса с возмущающими силами частоты $f_{вс} = z_1 n_c$, вызванными кромочными следами. Чтобы избежать этого резонанса, ступень проектируют так, чтобы отношение $z_1 n_c / f_{ст}$ не лежало в пределах

$$0,85 < \frac{z_1 n_c}{f_{ст}} < 1,15 \quad \text{и} \quad 4 < \frac{z_1 n_c}{f_{ст}} < 8.$$

Этого добиваются путем изменения числа сопл z_1 и хорды профиля рабочих лопаток.

Усталость рабочих лопаток. Вибрация рабочих лопаток приводит к усталости их материала, вследствие чего в наиболее напряженных местах появляются трещины усталости. Усталость материала — наиболее частая причина повреждений рабочих лопаток.

Как правило, усталостные трещины возникают прежде всего на кромках лопаток и постепенно увеличиваются в глубь сечения. При достижении трещиной критического размера происходит излом лопатки.

Такой характер развития трещины дает специфический вид излома в результате усталости материала: часть сечения, в которой развитие трещины происходило постепенно, имеет мелкозернистый шлифованный вид со следами постепенного развития в виде рисок, напоминающих годовые кольца на срезе ствола дерева; вторая часть сечения имеет грубую структуру, образовавшуюся в результате отрыва части лопатки.

Трещины возникают, как правило, в местах концентрации напряжений (рис. 11.7): в отверстиях под бандажную проволоку, в местах перехода от пера к полке в корневом сечении, в поверхностных рисках, царапинах и т. д. Поэтому отверстия под бандажные проволоки необходимо аккуратно раззенковывать и затем полировать, радиусы перехода выполнять достаточно большими, обеспечивать высокое качество поверхности лопаток.

Коррозия и эрозия рабочих лопаток

Коррозией называется процесс разъедания поверхности деталей под воздействием агрессивной внешней среды.

Общая коррозия происходит при наличии в паре кислорода и его соединений, главным образом окиси и двуокиси углерода. Поэтому основной мерой борьбы с коррозией является хорошая деаэрация питательной воды. Существующие нормы по до-

пустимому содержанию в питательной воде и паре кислорода, свободной угольной кислоты и других агрессивных веществ столь жестки, что в рабочих условиях общей коррозии лопаточного аппарата практически не происходит.

Кроме кислорода в паре, поступающем в турбину, содержатся многочисленные оксиды, силикаты, сульфаты, фосфаты, карбонаты, щелочи и т. д. (более 150 соединений). Это объясняется следующими причинами: присосами сырой циркуляционной воды в конденсаторе и сетевой воды в сетевых подогревателях, наличием продуктов коррозии оборудования конденсатного тракта и котла, использование для регулирования температуры пара неочищенной питательной воды, плохой работой конденсатоочистки, химводоочистки и другими причинами. Наиболее агрессивными соединениями являются хлориды и щелочи. В их присутствии на поверхности материала образуются язвы (язвенная коррозия), от которых начинаются трещины. По мере пребывания материала в коррозионно-активной среде снижаются такие характеристики, как предел усталости, предел прочности, вязкость разрушения. Степень их снижения зависит не только от времени пребывания материала в агрессивной среде, но и от концентрации примесей в последней.

Требования к чистоте питательной воды котлов и реакторов настолько жестки, что с паром поступают ничтожные количества агрессивных примесей. Однако, к сожалению, в турбинах действуют еще недостаточно изученные механизмы концентрирования этих примесей.

Одним из механизмов концентрирования может быть следующий. Известно, что при низких давлениях растворимость агрессивных примесей в воде в несколько миллионов раз больше, чем в насыщенном паре (при том же давлении). Поэтому при расширении пара в турбине,

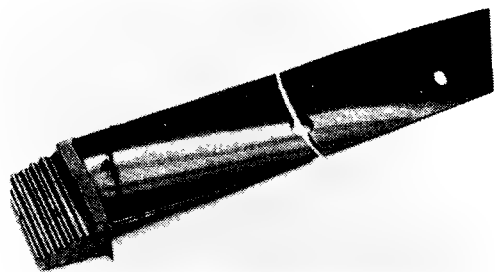


Рис. 11.7. Усталостный излом лопатки по отверстию под связывающую проволоку

когда начинают появляться первые капли влаги, агрессивные примеси устремляются к ним и растворяются. Таким образом, если, например, в паре содержится щелочь, то первые образующиеся капли будут представлять собой концентрированные водные растворы щелочи. Попадая на рабочие лопатки, капли образуют агрессивные пленки, постоянно омывающие некоторые зоны лопатки (при установившемся режиме работы турбины) за счет подвода свежих капель, их срыва и уноса в проточную часть. Капли, унесенные потоком, разбавляются выпадающей влагой и не могут вызвать опасных последствий. Движущаяся по поверхности лопатки агрессивная пленка вызывает появление язв, коррозионного растрескивания и коррозионной усталости.

Можно представить себе и другой механизм концентрирования. Образующиеся на поверхности пленки, даже с невысокой концентрацией агрессивных примесей, периодически или непрерывно подсушиваются, в результате чего они приобретают высокую концентрацию агрессивных веществ. Возможно также, что оба механизма концентрирования действуют одновременно. Объективным свидетельством работы механизмов концентрирования является то, что большинство поломок рабочих лопаток в ЦНД происходит в зоне перехода от перегретого пара к влажному.

Кроме жидких на поверхности лопатки могут образовываться твердые пленки (отложения). Содержащиеся в них хлориды могут вызывать язвенную коррозию с последующим развитием трещин. Разрушения рабочих лопаток ЦНД, связанные с коррозией, по зарубежным данным составляют около 50 % разрушений лопаток в этом цилиндре. Основной мерой борьбы с коррозией лопаток и ее последствиями является строгое поддержание чистоты пара, обеспечивающее безопасную концентрацию агрессив-

ных примесей даже в условиях их концентрирования.

Эрозией называют поверхностное разрушение деталей вследствие механического воздействия капель, пленок и струек, содержащихся в основном паровом потоке. Механизм эрозионного разрушения несмотря на многолетние исследования нельзя считать достаточно выясненным. Обычно считают, что эрозия имеет механический и кавитационный характер. Хотя в области влажного пара происходит эрозионный износ практически всех основных деталей, наиболее опасной является эрозия рабочих лопаток, снижающая надежность и экономичность ступени и турбины в целом.

Наиболее характерными эрозионными повреждениями рабочих лопаток являются износ входных кромок лопаток последних ступеней, износ выходных кромок лопаток последних ступеней и абразивный износ рабочих лопаток первых ступеней турбин. Поскольку причины эрозии в каждом из названных случаев различны, рассмотрим их в отдельности.

Эрозия входных кромок рабочих лопаток последних ступеней ЦНД. Этот вид эрозии характерен для лопаток, работающих в области разреженного влажного пара. В наибольшей степени эрозии подвержены входные кромки периферийной части лопаток. На рис. 11.8 показан характерный вид эрозии этого типа.

Выше была рассмотрена (см. рис. 2.21) принципиальная причина эрозии, заключающаяся в отстаивании частиц жидкости от пара и натекании на кромки рабочих лопаток с большими отрицательными углами.

Образующаяся в проточной части влага состоит из капель разного диаметра: от единиц до нескольких сотен микрометров. Мелкодисперсная влага практически не отстаивается от парового потока и не приводит к значительному эрозионному износу. Наибольшую опасность представляет влага в виде крупных капель,

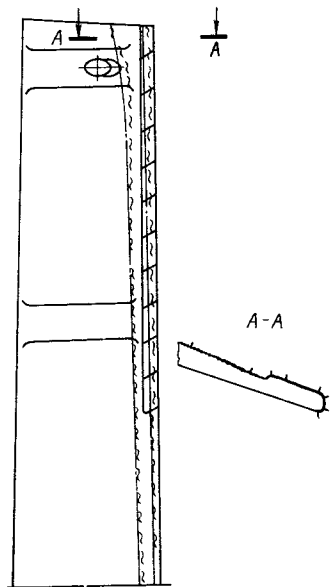


Рис. 11.8. Эрозия входных кромок рабочих лопаток 29-й ступени турбины К-300-240 ЛМЗ после 14 тыс. ч эксплуатации

формирующаяся в ступени несколькими путями.

Основным источником крупных капель влаги является дробящаяся водяная пленка, сбегаящая с выходных кромок сопловых лопаток, установленных перед рабочим колесом. Дополнительными источниками крупнодисперсной влаги являются капли, срывающиеся с поверхности водяной пленки на сопловых лопатках, и капли, попадающие в сопловые каналы с потоком пара, отражающиеся от стенок канала и попадающие на рабочие лопатки.

Борьба с эрозией лопаток ведется многими путями. Прежде всего стремятся уменьшить так называемую диаграммную влажность в последних ступенях турбины (влажность, отвечающую концу процесса расширения в турбине); в отличие от диаграммной местная влажность может быть значительно выше, особенно при наличии крупнодисперсной влаги. Конечную диаграммную влажность уменьшают путем введения промежуточного перегрева, который в ПТУ на органическом топливе одновременно уве-

личивает и КПД термического цикла. В турбинах насыщенного пара промежуточный перегрев пара совмещают с его сепарацией в отдельном (внешнем) СПП (см. § 5.4). Важно подчеркнуть, что промежуточный перегрев на АЭС, производимый обычно свежим паром, не повышает термический КПД цикла, но зато уменьшает потери от влажности в последующих ступенях и, главное, уменьшает эрозию рабочих лопаток.

Другим путем борьбы с эрозией является эвакуация образующейся влаги из проточной части турбины. Наиболее часто используются кольцевые ловушки между сопловыми и рабочими лопатками и за ними. Влага, выходящая из каналов сопловых и рабочих лопаток, имеет окружную составляющую скорости и поэтому отбрасывается центробежными силами к периферии, попадает в ловушки, из которых производится ее дренирование. Иногда такой сепарации оказывается недостаточно, и тогда (в последних ступенях ЦНД) применяют внутриканальную сепарацию (см. рис. 3.50).

Хотя все приведенные меры и способствуют уменьшению влажности и соответственно эрозии, во многих случаях их оказывается недостаточно. Поэтому все лопатки, работающие в области повышенной влажности, снабжаются противоэрозионной защитой.

Эрозия выходных кромок рабочих лопаток. Эрозия этого вида стала особенно сильно проявляться в последние годы в связи со значительной наработкой крупных турбин и их переводом в режим работы с частыми разгрузками, пусками и остановками.

Эрозия выходных кромок характерна в основном для рабочих лопаток последних ступеней. Эрозионный износ происходит в области, либо непосредственно прилегающей к корню лопатки (рис. 11.9), либо отстоящей от него на небольшом расстоянии. Причиной эрозии выходных кромок являются особенности

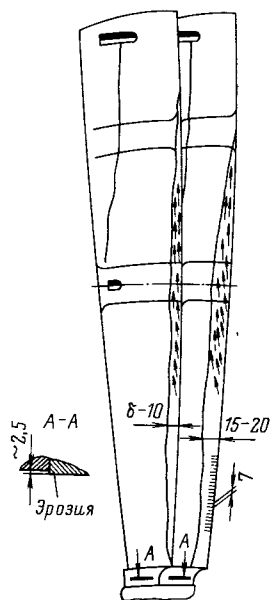


Рис. 11.9. Эрозия выходных кромок рабочих лопаток последних ступеней

течения пара в ступенях турбомашин при малых объемных пропусках пара. В последних ступенях в прикорневой области (рис. 11.10) возникают обратные вихревые течения пара, занимающие значительную часть высоты лопатки (например, для последней ступени турбины К-300-240 на холостом ходу зона вихревых течений составляла 50 % по высоте лопатки).

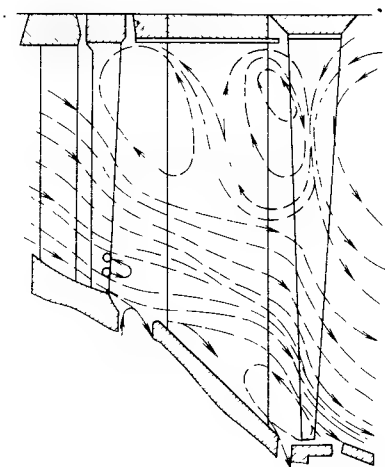


Рис. 11.10. Появление обратных течений в последней ступени при пропуске пара 14 % номинального

Наличие в обратных течениях крупнодисперсной влаги и вызывает эрозию выходных кромок лопаток.

Значительным источником крупных капель является пускосбросное устройство, установленное в горловине конденсатора и, как правило, работающее при режимах малых нагрузок турбины.

Самой радикальной мерой борьбы с эрозией выходных кромок рабочих лопаток последних ступеней является правильное проектирование ЦНД, исключающее образование зон обратных токов при малых нагрузках. Пускосбросное устройство должно выполняться так, чтобы исключить образование крупнодисперсной влаги.

Абразивный износ рабочих лопаток первых ступеней ЦВД и ЦСД является одним из видов эрозионного разрушения. Характерный вид эродированных лопаток для турбины К-200-130 показан на рис. 11.11. Скорость абразивной эрозии иногда столь высока, что лопатки регулирующей ступени требуют замены через 6000—10 000 ч, поскольку уменьшение хорды может достигать 10 мм, особенно в зоне выходных кромок.

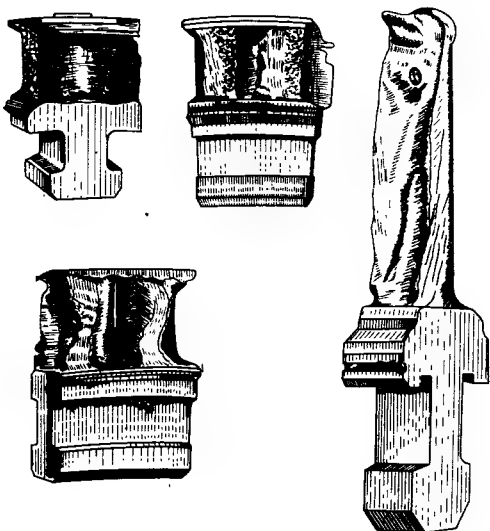


Рис. 11.11. Абразивный износ рабочих лопаток первых ступеней

Анализ причин абразивного износа показал, что абразивом служат частицы окалины размером до 300 мкм, образующиеся на внутренних поверхностях нагрева прямоточных котлов. Разогнанные до больших скоростей в сопловых каналах первой ступени, особенно если ступень регулирующая, частицы окалины легко разрушают поверхность рабочих лопаток.

Интенсивному абразивному износу способствуют частые остановки и пуски котлов, особенно в пусконаладочный период, когда в котле создаются благоприятные условия для интенсивной коррозии. Поэтому меры борьбы с эрозией рабочих лопаток первых ступеней должны в первую очередь предусматривать борьбу с образованием продуктов коррозии в котле.

11.3. РАЗРУШЕНИЯ И ПОВРЕЖДЕНИЯ ЦЕЛЬНОКОВАННЫХ РОТОРОВ И ВАЛОВ

Хрупкие внезапные разрушения роторов

Хрупкие внезапные разрушения роторов являются наиболее опасными, поскольку они влекут за собой, как правило, полное разрушение всего цилиндра турбины, серьезные повреждения другого оборудования, а иногда и человеческие жертвы. Такие поломки происходят внезапно, и этим усугубляется тяжесть их последствий.

Хрупкие разрушения могут возникнуть по следующим основным причинам:

- 1) из-за плохого качества материала ротора;
- 2) из-за высоких динамических напряжений при внезапной и сильной разбалансировке ротора;
- 3) при неправильном проведении пуска из холодного состояния.

Для исключения первой причины ротор в процессе всего производства проходит тщательный контроль. Особенно опасными являются ф л о к е н ы — газообразные (водород-

ные) включения, образующиеся в отливке при неправильной технологии производства и в дальнейшем при проковке превращающиеся в сетку пятен и трещин.

Пример 11.13. На одной из ТЭС США произошел разрыв ротора ЦНД двухвальной турбины мощностью 165 МВт при опробовании автомата безопасности. При этом частота вращения на 8,6 % превысила номинальную. Ротор был разорван на четыре крупных куска, два из которых попали в конденсатор. Большое количество оторвавшихся мелких кусков вызвало такое повреждение соседнего оборудования, что это потребовало остановки всей станции. Причиной аварии явились хрупкость материала ротора и большое число флокенов, образовавшихся из-за неправильной технологии производства и недостаточного технологического контроля.

Аварии такого типа заставили искать эффективные методы обнаружения флокенов в толще поковок. Самым эффективным методом оказалась ультразвуковая дефектоскопия. Поковка ротора, содержащая в себе флокены, бракуется.

Трещины на внутренней поверхности осевого сверления ротора могут появиться и в процессе эксплуатации в результате ползучести и истощения длительной прочности. Поэтому при капитальных ремонтах турбины, особенно прослужившей достаточно долгое время, необходимо тщательно осматривать расточку ротора, для того чтобы вовремя заметить образование таких трещин.

При внезапной разбалансировке ротора, например при вылете длинной лопатки, появляется поперечная неуравновешенная сила, многократно усиленная ее динамическим характером, особенно если после отключения турбины от сети она какое-то время работает на критической частоте вращения. Известно, что даже пластичные материалы при динамическом приложении нагрузки разрушаются хрупко. Таким образом, высокие динамические напряжения изгиба в разбалансированном роторе приводят к быстрому появлению трещины усталости, ее

развитию и, наконец, хрупкому разрушению.

Особую опасность для роторов ЦВД и ЦСД представляют пуски из холодного состояния, если последние производятся слишком быстро и ротор не успевает прогреться.

Чтобы понять причину хрупкого разрушения в этом случае, напомним, что оно происходит при достижении трещиной критического размера, который определяется вязкостью разрушения материала K_{Ic} и номинальными напряжениями σ :

$$l_{кр} \approx K_{Ic}^2 / (\pi \sigma^2). \quad (11.1)$$

Вязкость разрушения зависит от температуры (рис. 11.12): чем ниже температура, тем ниже вязкость разрушения. Понижение температуры ротора, скажем, со 100 до 60 °С уменьшает вязкость разрушения примерно в 2 раза, что, как видно из формулы (11.1), сокращает критический размер дефекта в 4 раза. Критический размер дефекта зависит и от напряжений. Если бы в роторе возникали напряжения только от центробежных сил, то опасности хрупкого разрушения не было бы, поскольку эти напряжения вдвое-второе меньше предела текучести. Однако при пуске турбины сечение ротора прогревается неравномерно: температура внешних слоев растет быстрее, чем средняя температура сечения, а внутренних — наоборот.

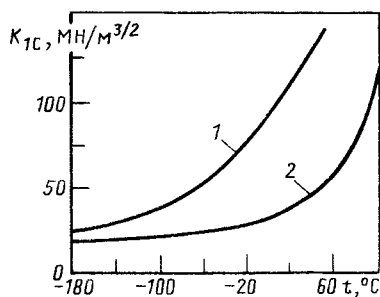


Рис. 11.12. Зависимость вязкости разрушения роторных сталей от температуры:

1 — материал роторов ЦВД; 2 — материал высокотемпературных роторов

Поэтому в роторе возникают температурные напряжения, сжимающие его материал во внешних слоях и растягивающие во внутренних. Таким образом, к растягивающим напряжениям от центробежных сил на расточке ротора прибавляются растягивающие температурные напряжения. Это, как видно из формулы (11.1), дополнительно уменьшает критический размер дефекта. Таким образом, оказывается, что *при быстром пуске турбины из холодного состояния, когда вязкость разрушения материала ротора мала, а напряжения велики, даже небольшой дефект, совершенно не опасный при нормальной работе турбины, может привести к внезапному хрупкому разрушению ротора.* В практике эксплуатации было несколько случаев таких разрушений.

Пример 11.14. На рис. 11.13 показан пример хрупкого разрушения ротора вала низкого давления (частота вращения 3600 об/мин), произошедшего в 1974 г. при пуске из холодного состояния на американской станции. В результате аварии образовались 23 куска массой более 40 кг и один массой 800 кг. Причиной разрушения явились мелкие трещины, появившиеся возле неметаллических включений внутри ротора под действием малоциклового усталости и ползучести, которые в процессе пусков (турбина прослужила 106 000 ч при 145 пусках из холодного и 150 пусках из горячего состояния) объединились в магистральную трещину, достигшую критического размера, после чего и произошло разрушение.

Для исключения возможности хрупкого разрушения при пусках из холодного состояния пусковые инструкции обязательно предусматривают прогрев ротора на малой частоте вращения, когда напряжения от центробежных сил малы, для повышения на расточке ротора вязкости разрушения материала.

Образование трещин в роторах

Трещины в роторах и валах турбин могут образовываться не только на внутренней расточке, но и на поверхности вследствие усталости или малоциклового (терми-

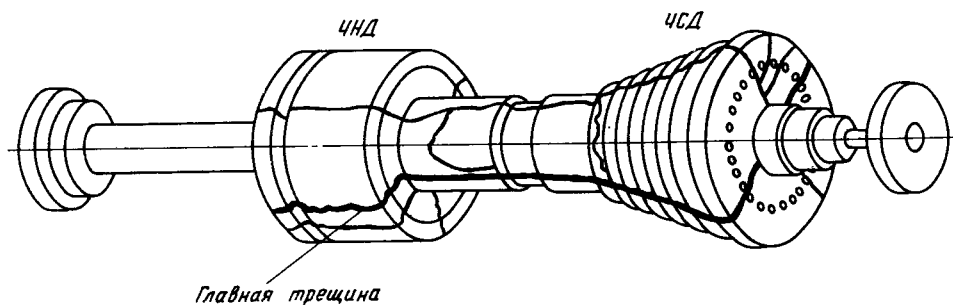


Рис. 11.13. Хрупкое разрушение ротора

ческой) усталости. При вращении колеблющегося вала в нем возникают изгибные напряжения, достигающие максимальных значений на его поверхности. Особенно значительны они в местах концентрации напряжений, т. е. в местах резких изменений диаметров сечений, тепловых и шпоночных канавок и т. д. Размеры ротора выбираются, главным образом, так, чтобы обеспечить требуемую критическую частоту вращения. При этом возникающие изгибные напряжения оказываются сравнительно малыми и появление трещин усталости может произойти только в области концентраторов.

Пример 11.15. На рис. 11.14 показано образование трещины в переходной галтели от последнего диска к шейке вала в цельнокованом роторе ЦНД. Значительную роль в появлении и развитии этой трещины сыграли периодически возникающие концентрированные солевые растворы. При возникновении трещины наблюдалось возрастание вибрации примыкающего подшипника.

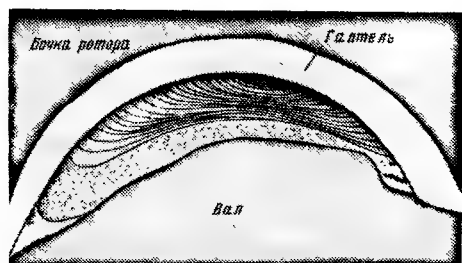


Рис. 11.14. Трещина усталости на поверхности ротора ЦНД турбины мощностью 125 МВт после 90 тыс. ч работы

Пример 11.16. На рис. 11.15 показан ротор низкого давления, разрушившийся после появления трещины усталости (совместно с коррозией) в вале ротора. Максимальная глубина трещины достигала 245 мм при диаметре вала 978 мм. В роторе второго ЦНД появилась аналогичная трещина, успевшая развиться до 50 мм.

Выше отмечалось, что высокие температурные напряжения в сочетании с напряжениями от центробежных сил могут привести к недопустимому возрастанию напряжений на расточке ротора и его внезапному хрупкому разрушению. Однако при пуске еще большие температурные напряжения возникают в роторе на его поверхности, которая имеет непосредственный контакт с паром. Эти напряжения многократно усиливаются концентрацией напряжений. Даже при умеренных скоростях пуска турбин в местах концентрации возникают столь значительные напряжения, что происходит пластическое течение материала. Это приводит к тому, что при выходе агрегата на стационарный режим в роторе появляются остаточные напряжения, которые релаксируют и вызывают накопление повреждений в материале за счет ползучести. При многократном повторении таких пусковых напряжений в роторе возникают трещины малоциклового (термической) усталости.

Трещины термической усталости обычно возникают в тех местах турбины (рис. 11.16), где температура изменяется наиболее значитель-

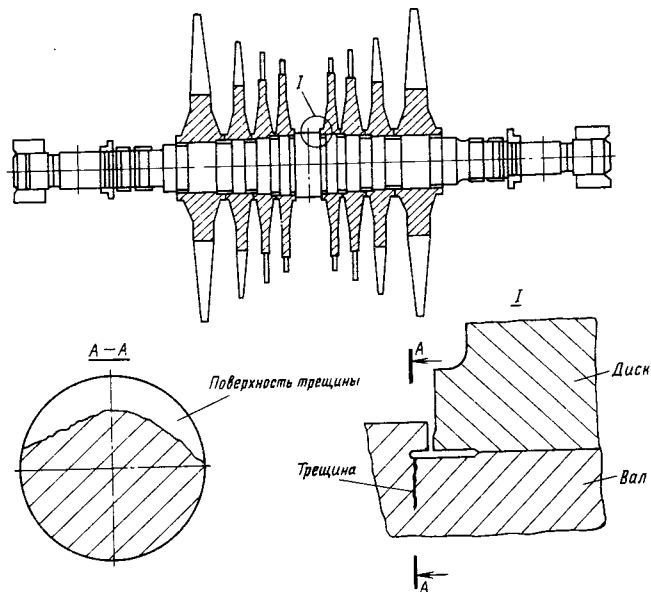


Рис. 11.15. Образование трещины усталости в галтели ротора ЦНД турбины АЭС

но, где она достигает максимальных значений и имеются резкие переходы, надрезы, галтели и т. д. Как правило, это область первой ступени ЦВД и ЦСД и зона уплотнений первой диафрагмы или ближайшего отсека концевого уплотнения. Особую опасность представляют тепловые (компенсационные) канавки. В этих местах напряжения могут в 5—6 раз превышать так назы-

ваемые номинальные напряжения (в предположении отсутствия тепловых канавок). Другим слабым местом является галтель между диском первой ступени и валом (рис. 11.16), которая подвергается тщательной профилировке для уменьшения концентрации температурных напряжений.

Пример 11.17. На рис. 11.16 показан ротор ЦВД с трещинами термической усталости, возникшими в придисковых галтелях первых ступеней японской турбины.

В настоящее время считается общепринятым, что температурные напряжения в роторах ЦВД и ЦСД — главный фактор, ограничивающий скорость пуска и нагружения турбины.

Погибы валов

Выше отмечалось, что неравномерный прогрев или остывание вала или ротора неизбежно приводит к возникновению сильной вибрации. Такой изгиб, однако, в большинстве случаев носит временный характер и исчезает после прогрева турбины. К сожалению, в турбине

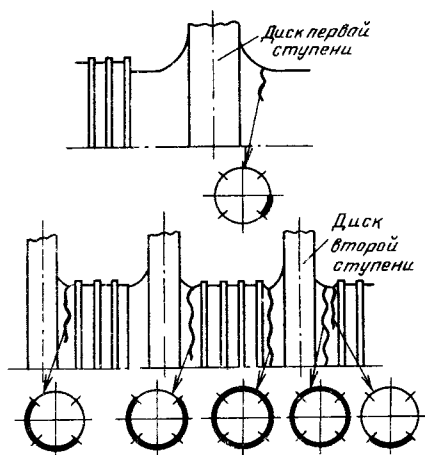


Рис. 11.16. Трещины термической усталости в турбине мощностью 125 МВт после 369 пусков

может возникнуть остающееся искривление вала, которое поддается правке только в заводских условиях. Остающееся искривление может быть вызвано следующими причинами:

1) проникновением в турбину воды или холодного пара, вызывающих местное охлаждение ротора и появление зоны остаточных пластических деформаций. Наиболее часто холодная среда проникает из паропроводов отбора пара на регенеративные подогреватели или на приводную турбину питательного насоса;

2) радиальными задеваниями ротора о неподвижные детали. При задеваниях в месте контакта за счет трения появляется столь высокая неравномерность температур, что возникающие температурные напряжения превосходят предел текучести. При этом ясно, что сильно разогретые волокна вала будут сжаты. После остановки ротора в этом месте возникнут растягивающие остаточные напряжения и место задеваний будет расположено на вогнутой стороне. Радиальные задевания возникают при повышенной вибрации ротора, а также при температурном изгибе вала и корпуса турбины.

11.4. РАЗРУШЕНИЕ ДИСКОВ

Разрушение дисков является одной из наиболее тяжелых аварий, поскольку оно, как правило, не только влечет за собой полное разрушение турбины, но и наносит серьезный урон соседнему оборудованию.

К разрушению дисков практически всегда приводит разгон машины при отказе систем регулирования и защиты. Это связано с тем, что диски, так же как и рабочие лопатки, являются очень напряженными деталями, причем их напряженность пропорциональна квадрату частоты вращения. Поэтому содержание в идеальном состоянии систем регулирования и защиты является непре-

менным условием исключения разгона турбины при резком сбросе нагрузки и отключении генератора от сети.

К разрыву диска может привести некачественный металл, из которого он изготовлен, или неправильная его обработка. Следует подчеркнуть, что изготовление качественных поковок дисков в соответствии с теми высокими требованиями, которые к ним предъявляются, является сложной технологической задачей.

В процессе изготовления диски проходят тщательный технологический контроль, а изготовленный ротор в специальной вакуумной камере разгоняется до рабочей частоты вращения при балансировке. Поэтому разрывы дисков — авария крайне редкая. Основной причиной разрыва дисков в условиях эксплуатации являются трещины, появляющиеся в результате усталости или коррозии.

Последствия коррозии особенно тяжелы в тех случаях, когда она происходит в зоне высоких напряжений. Это явление называют коррозией под напряжением. Коррозия под напряжением ведет к появлению трещин, которые растут и в конечном счете приводят к полному разрушению детали. Как показывает опыт эксплуатации, трещины коррозии под напряжением могут появиться в любом месте диска. Однако чаще всего они появляются в зонах концентрации напряжений и особенно там, где существуют условия для образования и сохранения достаточно длительного времени концентрированных растворов, например из-за их выпаривания.

На рис. 11.17 показаны зоны коррозионного растрескивания дисков роторов низкого давления американских турбин. Статистика, собранная к 1981 г., показала, что коррозионные разрушения возникли на 131 диске, причем 38 % разрушений происходило в зоне хвостового соединения (рис. 11.18), 29 % — на боковых поверхностях дисков,

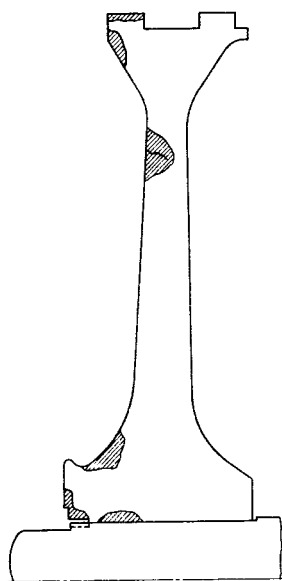


Рис. 11.17. Зоны появления (заштрихованы) трещин коррозии под напряжением в дисках турбин

26 % — в шпоночных пазах и лишь 4 % — на поверхности расточки.

Наибольшую опасность представляет появление трещины на расточке, поскольку она грозит разрывом диска и разрушением всей турбины.

Пример 11.18. Поучительной с этой точки зрения является авария с английской паровой турбиной насыщенного пара мощностью 87 МВт. Авария привела к практически полному разрушению турбины и повреждению двух соседних турбоагрегатов. Валопровод турбины был хрупко сломан в пяти сечениях, разорвались три диска в одном

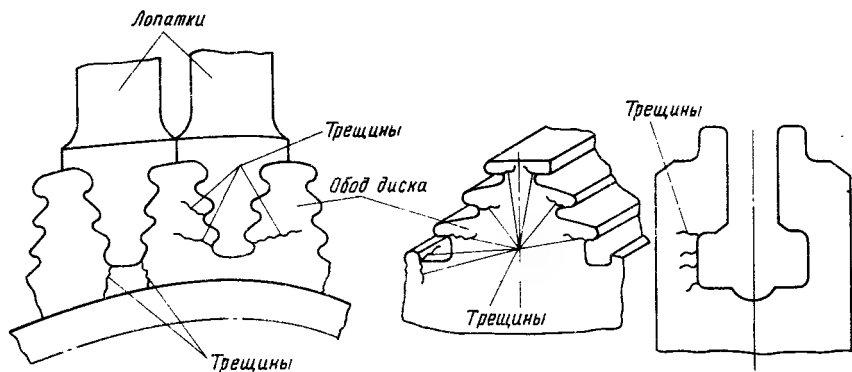


Рис. 11.18. Трещины коррозии под напряжением в зоне хвостового соединения турбин

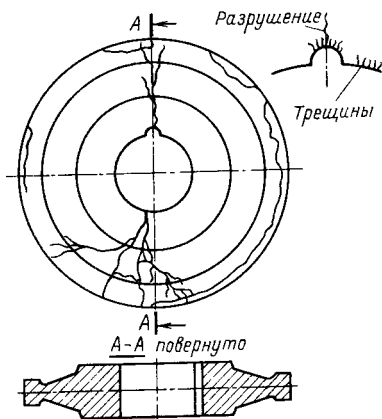


Рис. 11.19. Разрыв диска турбины вследствие трещины коррозии под напряжением

из ЦНД и было разрушено облопачивание в других цилиндрах. Причиной аварии послужило образование трещин коррозии под напряжением (рис. 11.19) в полукруглых пазах под осевые шпонки. Возникшая трещина росла, и ее длина достигла критического значения. В момент стандартной операции по опробованию автомата безопасности, когда турбина достигла частоты вращения 53,3 1/с, произошел разрыв диска, повлекший за собой разрушение всей турбины.

Последствия этой аварии заставили персонал электростанций провести тщательный осмотр турбин с аналогичными дисками. В результате осмотра 810 дисков на 102 роторах коррозионные трещины были обнаружены на 50 роторах, а число поврежденных дисков составило 124. Все трещины возникали в зоне перехода от перегретого пара к влажному.

В последние годы на дисках некоторых теплофикационных турбин на ТЭЦ с барабанными котлами также появились коррозионные по-

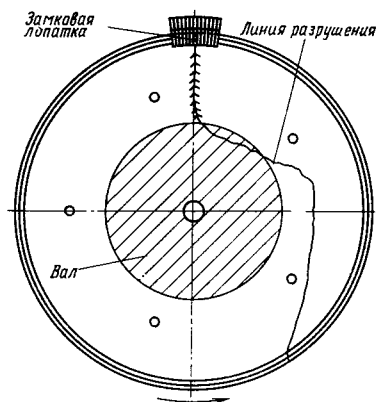


Рис. 11.20. Разрыв диска вследствие трещины, появившейся в результате истощения длительной прочности

вреждения. Предполагается, что главной причиной их возникновения является плохое качество пара, поступающего в турбину. Ухудшение качества пара вызывается присосами сырой воды в сетевых подогревателях и подачей питательной воды на впрыск в паропроводы свежего пара для регулирования его температуры.

При высоких температурах диски могут разрушаться и под действием ползучести. На рис. 11.20 схематично показан диск первой ступени ЦСД турбины мощностью 125 МВт, разрушившийся вследствие истощения длительной прочности после менее чем двух лет службы. Трещина возникла в зоне двух отверстий под заклепки замковой лопатки, затем она развивалась до критического размера, после чего произошел вырыв сегмента в 160° .

На рис. 11.21 показано разрушение от истощения длительной про-

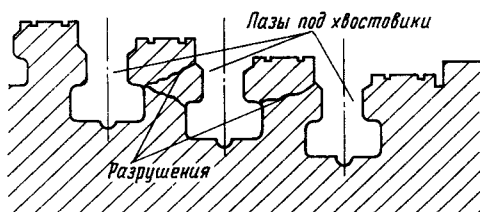


Рис. 11.21. Разрушение хвостовых соединений вследствие истощения длительной прочности

чности пазов под хвостовики на барабанных роторах американских турбин, прослуживших всего семь месяцев. В последних двух случаях причиной истощения длительной прочности явилась низкая длительная пластичность материала ротора.

11.5. ВИБРАЦИЯ ДИСКОВ

Вибрация дисков и связанные с ней усталостные разрушения происходят под действием периодических импульсов со стороны парового потока. Природа возникающих внешних импульсов не отличается от природы импульсов, вызывающих вибрацию рабочих лопаток.

Подобно тому, как рабочие лопатки имеют различные тона колебаний, характеризующиеся соответствующими значениями собственных частот и форм колебаний, диски турбин также имеют бесчисленное число собственных частот и форм колебаний. Из них наибольшее значение имеют две формы

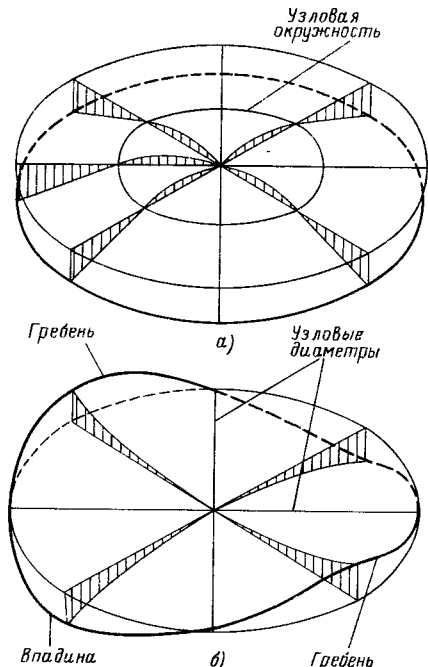


Рис. 11.22. Зонтичные (а) и веерные (б) формы колебаний дисков

колебаний: зонтичная и веерная.

При зонтичных колебаниях все точки диска перемещаются во времени, за исключением точек, геометрическое место которых представляют собой окружности. В простейшем случае такой окружностью может быть окружность примыкания полотна диска к ступице. На рис. 11.22, а показана форма колебания диска с одной окружностью: при колебаниях точки окружности в пространстве не перемещаются, а точки, расположенные внутри и вне ее, колеблются в разных фазах. На диске могут быть две, три и более узловых окружностей.

В паровых турбинах практически отсутствуют условия для возникновения резонансных зонтичных колебаний, поэтому они не играют существенной роли.

Гораздо большее значение имеют веерные колебания (рис. 11.22, б), при которых неподвижными (узловыми) являются диаметры, а соседние области колеблются в разных фазах. Опасными для турбинных дисков являются веерные колебания с числом узловых диаметров от двух до шести.

Так же как и при вибрации рабочих лопаток, вибрация рабочих дисков опасна тогда, когда наблюдается резонанс, т. е. совпадение частоты собственных колебаний вращающегося диска с частотой возмущающей силы, и когда возмущающие силы достаточно велики. Опасным вибрациям подвержены только тонкие диски, частота собственных колебаний которых мала. Для исключения возможности резонанса диск «настраивают», снимая с его боковых поверхностей часть металла (без снижения его сопротивления разрыву) для изменения частоты собственных колебаний.

Для толстых дисков, в частности для дисков последних ступеней, размеры ступиц и обода велики, а внешний диаметр мал, поэтому такие диски имеют весьма высокую

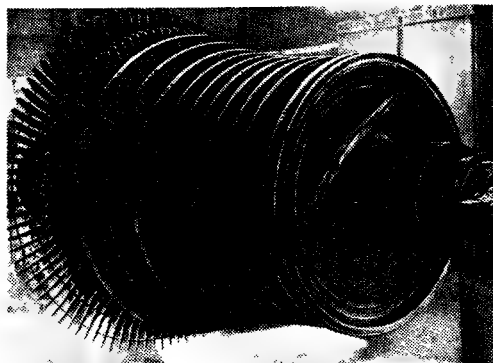


Рис. 11.23. Трещина усталости в диске регулирующей ступени

частоту собственных колебаний и опасности резонанса для диска не возникает. Правда, учет осевых смещений диска при веерных колебаниях приходится все равно производить, поскольку они значительно сказываются на вибрационных характеристиках не диска, а рабочих лопаток.

Вследствие вибрации в материале диска проявляется явление усталости металла, ведущее к появлению трещины усталости (рис. 11.23). Как обычно, трещины возникают в местах концентрации напряжений: разгрузочных отверстиях, галтелях, царапинах и рисках.

Особенно опасным местом диска является его обод, на котором крепятся лопатки. Форма обода сложна, лопаточный паз имеет скругления малого радиуса, в которых действуют повышенные напряжения. Эти напряжения еще более

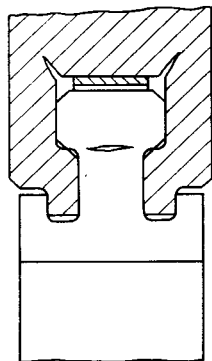


Рис. 11.24. Трещины в хвостовом соединении турбин мощностью 125 МВт

увеличиваются при неплотной установке лопатки в диске, когда на диск начинают действовать наряду с центробежной силой лопатки переменные напряжения от ее колебаний.

Пример 11.19. В практике эксплуатации французских турбин мощностью 125 МВт было более 20 случаев (на 18 турбинах) появления трещин в узком сечении щеки обода диска (рис. 11.24). Причинами появления трещин явились постепенное ослабление крепления лопатки в пазе диска, снижение частоты собственных колебаний, усиление вибрации лопаток и появление знакопеременных напряжений в ободу диска. Одновременно с трещинами в ободу возникли трещины и в узком сечении хвостовиков лопаток.

11.6. ПРОГИБЫ ДИАФРАГМ

Прогибы диафрагм являются очень опасным явлением, поскольку при этом возникают задевания вращающихся деталей о неподвижные с неизбежной поломкой лопаточного аппарата и, возможно, разрушением корпуса турбины.

Характерным признаком задеваний является появление в цилиндре необычного шума, который может пропадать при уменьшении нагрузки (из-за уменьшения прогиба диафрагмы при уменьшении разности давлений).

Диафрагма может прогибаться как по ходу пара, так и против него.

Прогиб диафрагмы по ходу пара может произойти внезапно или развиваться постепенно. Внезапный прогиб возникает при резком повышении перепада давлений на диафрагму, появившегося, например, при перегрузке турбины или водяном ударе. Постепенное увеличение прогиба может происходить за счет заноса проточной части отложениями при одновременном стремлении обслуживающего персонала поддерживать мощность турбины неизменной за счет переоткрытия регулирующих клапанов, т. е. за счет перегрузки турбины (см. § 12.5).

Прогиб диафрагмы может произойти постепенно в процессе эксплуатации из-за ползучести ее материала. Это явление характерно для диафрагм первых ступеней ЦВД и ЦСД (для турбин с промежуточным перегревом), поскольку они работают в среде с высокой температурой.

Пример 11.20. Обследование диафрагм ЦСД мощной турбины на одной из ТЭС показало, что примерно за 3 года остаточный прогиб диафрагм первых трех ступеней составил 0,6—1,2 мм; сокращение ротора при пуске турбины из горячего состояния приводило к задеваниям в проточной части.

Прогиб диафрагмы навстречу движению пара происходит в результате ее защемления в расточке корпуса или обоймы. Такой характер прогиба обусловлен тем, что передняя часть имеет более высокую температуру, чем задняя.

В свою очередь защемление может происходить из-за недостаточных монтажных зазоров, внезапного повышения температуры пара, при котором диафрагма расширяется быстрее корпуса, и явления роста чугуна (см. § 3.1).

11.7. ПОВРЕЖДЕНИЯ КОРПУСОВ

Для корпусов паровых турбин характерны следующие повреждения:

- 1) разрушения с потерей герметичности;
- 2) нарушение плотности фланцевых разъемов;
- 3) образование трещин термической усталости;
- 4) коробления.

Разрушения с потерей герметичности

Разрывы корпусов турбины возможны либо вследствие появления очень крупных дефектов в условиях эксплуатации (например, крупных трещин термической усталости), либо за счет энергии разлетающихся деталей или их частей (например, оторвавшихся лопаток,

разорвавшихся дисков и т. д.). Первая причина характерна для корпусов ЦВД и ЦСД, которые работают при высоких температурах, вторая — для корпусов ЦНД, где центробежные силы вращающихся масс наиболее значительны, а корпус наиболее тонок.

Нарушение плотности фланцевых разъемов

Пропаривание как внешних, так и внутренних корпусов турбин ТЭС и АЭС всегда приводит к снижению экономичности, так как часть пара исключается из работы в проточной части. Имеются и другие отрицательные последствия пропаривания разъемов.

При работе шпилек или болтов, скрепляющих фланцы, в условиях высоких температур в них возникает явление релаксации напряжений: сила затяжки не остается постоянной, а постепенно уменьшается. При этом контактное давление в раземе уменьшается

(рис. 11.25, в), а на некоторой части может исчезнуть совсем; площадь контакта уменьшается и при некоторой предельно малой затяжке $F_{пред}$ (рис. 11.25, г) возникает пропаривание фланца. Поэтому начальная затяжка шпильки F_0 должна быть такой, чтобы в течение межремонтного периода (3—4 года) затяжка не уменьшалась до недопустимо малого значения. Казалось бы, что для этого достаточно создать большую начальную затяжку F_0 . Однако чем больше F_0 , тем быстрее падает сила затяжки. Кроме того, материал шпильки оказывается столь нагруженным, что превышение начальной силы затяжки может вызвать ее пластическое деформирование и даже обрыв. Поэтому главным требованием к материалу шпилек, работающих в зоне высоких температур, является требование высокой релаксационной стойкости, которой обладают стали с повышенным содержанием легирующих элементов.

Термическая усталость корпусов турбин

Трещины термической усталости в корпусе появляются вследствие возникновения в его стенках высоких, повторяющихся от пуска к пуску температурных напряжений, которые в свою очередь являются следствием неравномерного прогрева корпуса по толщине. Этот вид разрушения характерен только для турбин, работающих с частыми и быстрыми пусками и остановками. Во многих случаях бывает так, что турбина, проработавшая много лет в условиях постоянной нагрузки (с несколькими остановками в году), не имеет никаких повреждений в корпусе, а при переводе в режим частых пусков в ее корпусе обнаруживаются трещины после нескольких сотен пусков.

Трещины появляются в тех зонах турбины, где, во-первых, температуры имеют максимальные значения

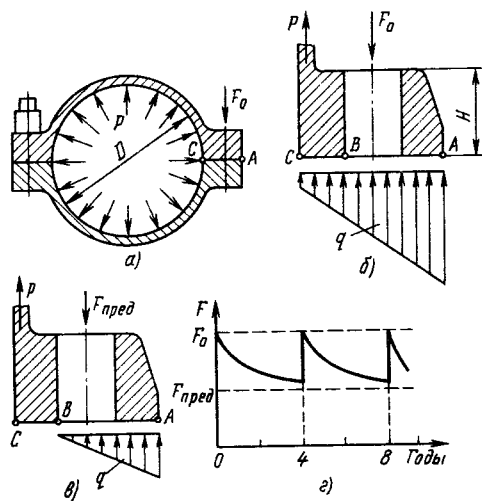


Рис. 11.25. Схема работы фланцевого соединения:

а — фланцевое соединение; б — контактное давление по поверхности фланца; в — контактное давление во фланцевом соединении в момент начала пропаривания через зазор шпильки; г — изменение усилия затяжки в шпильке в процессе работы

и, во-вторых, скорость их изменения также максимальна. Такими зонами являются паровпускные части ЦВД (и ЦСД для турбин с промежуточным перегревом), которые содержат в себе элементы с резкими изменениями сечений, резкие переходы и другие концентраторы.

Появление опасных тепловых напряжений, вызывающих трещины, объясняется в основном двумя причинами: недостатками конструктивного характера; неотработанностью пусковых режимов или их нарушением.

Пример 11.21. Приведем пример образования трещин в американской турбине мощностью 50 МВт на параметры свежего пара 8,7 МПа и 510 °С. После примерно трех лет эксплуатации и 65 пусков в корпусе были обнаружены настолько большие трещины, что его невозможно было отремонтировать в условиях электростанции и пришлось выполнять ремонт на заводе. Через 5 лет последующей эксплуатации, за время которой турбина пускалась еще 784 раза, в корпусе появились очень большие трещины и его пришлось заменить полностью.

Основной причиной разрушения явилась конструкция паровпуска, не позволяющая эксплуатировать турбину в режимах частых пусков и остановок. Дело в том, что сопловые коробки отливались заодно с крышкой

корпуса (подобно тому, как это делают на некоторых турбинах КТЗ, см. рис.7.3). Сопрягаемые элементы паровпуска имели резкое различие в толщине, в частности, толщина сопловых коробок была значительно меньше толщины фланцев. Кроме того, пуск и нагружение турбины производились последовательным открытием регулирующих клапанов, когда температура в турбине изменяется наиболее значительно. Поэтому трещины термической усталости возникали в раздельных стенках сопловых коробок, в расточках под сопловой аппарат регулирующей ступени, в местах сочленения сопловых коробок, во фланцах в зонах отверстий под болты.

На рис. 11.26 показаны места и характер образования трещин в паровпускной части другой американской турбины, проработавшей 7 лет и пускавшейся 1124 раза, в основном после остановки на ночь.

Эффективной мерой борьбы с образованием трещин термической усталости явилось изменение конструкции паровпуска: вместо сопловых коробок, отлитых заодно с корпусом, стали использовать отдельные сопловые коробки (см. рис. 3.31), ввариваемые в корпус турбины. Применение такой конструкции позволяет выполнить стенки сопловых коробок тонкими (поскольку разность давле-

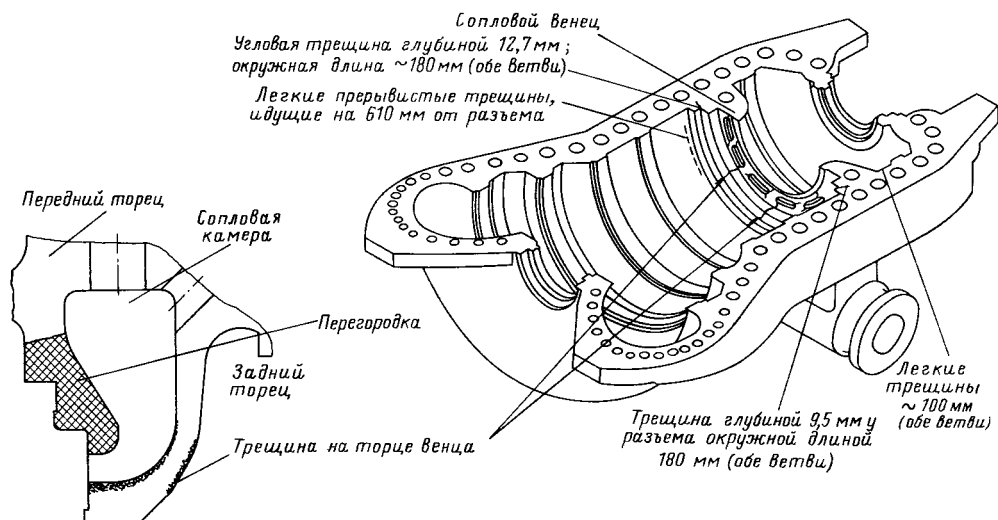


Рис. 11.26. Типичное расположение трещин в верхней части корпуса турбины мощностью 66 МВт на начальные параметры пара 6 МПа и 480 °С, работающей в режиме частых пусков

ний, действующих на ее стенку, мала) и, следовательно, легко прогреваемыми. Корпус при этом будет обогреваться паром сниженной температуры.

Однако опыт эксплуатации показал, что такие меры эффективны только для турбин со сравнительно низкими начальными параметрами пара, когда не требуется большая толщина корпуса. С переходом на параметры 13 МПа и 565 °С в корпусах опять началось интенсивное образование трещин.

Пример 11.22. Многие турбины с одностенным ЦВД после 400—500 пусков имели трещины термической усталости в области камеры регулирующей ступени. В определенной степени образование трещин (рис. 11.27) обуславливалось неудачной конструкцией крепления направляющего козырька, при которой выточка в корпусе создавала значительную концентрацию напряжений. После модернизации паровпуска турбины, а также отработки пусковых режимов была обеспечена ее надежная работа.

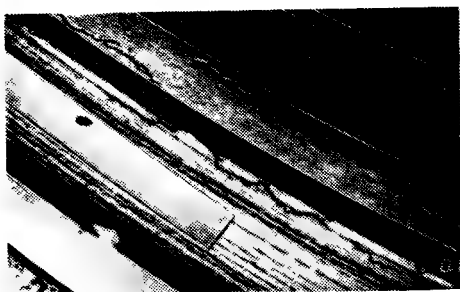


Рис. 11.27. Вид трещин на внутренней поверхности корпуса ЦВД турбины К-200-130:

а, б – нижняя и верхняя половины корпуса

Большим сопротивлением термической усталости корпусов обладает конструкция с двойным корпусом и сопловыми коробками (см. рис. 3.33). Образование трещин происходило и в таких турбинах, например во внутреннем корпусе первых турбин К-300-240, однако их причиной были не термическая усталость, а другие явления, обычно литейные пороки.

Следует отметить, что появление трещин термической усталости часто наблюдается и в других неподвижных элементах турбины, в частности в корпусах регулирующих клапанов.

Неотработанность пусковых режимов обычно проявляется при переводе турбоагрегата в не свойственный ему режим эксплуатации. Например, турбины мощностью 150 и 200 МВт были первоначально спроектированы для работы с постоянной нагрузкой. При этом редкие пуски из холодного состояния были хорошо отработаны. Однако через некоторое время оказалось, что эти турбины необходимо использовать для покрытия неравномерностей графика нагрузки, в частности останавливать на ночь и в конце недели (см. гл. 15). Недостаточная в первое время проработка графиков пуска этих блоков из горячего и неостывшего состояний и конструктивные недостатки, снижающие маневренность, привели к многочисленным случаям появления трещин термической усталости. Модернизация турбин и тщательные исследования пусковых режимов позволили обеспечить надежную работу этих турбин и в условиях частых пусков.

Коробление корпуса

Короблением корпуса называется остаточное изменение его формы, приводящее к изменению цилиндричности расточек и нарушению плотности фланцевого соединения.

Коробление корпусов ЦВД и ЦСД во время эксплуатации турбины обнаруживается обычно по пропариванию внутреннего пояска разъема. При нормальном, недеформированном разъеме при пуске турбины пар подается в так называемую обнизку (см. рис. 3.31) — пространство между внутренним и наружным поясками фланцевого соединения — и в среднюю часть корпуса и сбрасывается у его краев. По окончании пуска подача пара в обнизку прекращается. Однако при короблении внутреннего пояска фланцевого соединения внутреннее пространство турбины оказывается постоянно соединенным с обнизкой фланца. При этом по окончании пуска закрывать вентиль на линии сброса пара из обнизки в конденсатор нельзя, поскольку обогревающие фланцы короба (см. рис. 3.31) окажутся под давлением в корпусе турбины, существенно превышающем допустимое, и произойдет разрыв коробов или сработают предохранительные клапаны. Поэтому при короблении внутреннего пояска разъема приходится допускать постоянную утечку пара из корпуса в конденсатор, которая существенно снижает экономичность турбины.

В некоторых конструкциях обнизка не связана с коробами, однако тогда ставить ее под большое давление недопустимо, поскольку в этом случае происходит прогрессирующее коробление, а иногда — пропаривание и внешнего уплотняющего пояска с утечкой пара в атмосферу. Тогда турбину необходимо немедленно ставить на капитальный ремонт.

Особенно четко коробление корпусов обнаруживается при разболчивании фланцевого соединения: между свободно положенной крышкой корпуса и нижней половиной обнаруживается зазор иногда в несколько миллиметров.

Пример 11.23. На первых мощных турбинах с промежуточным перегревом пара коробление фланцевого разъема ЦВД в не-

которых случаях достигало 3,7, а ЦСД — до 2 мм. Коробление внутреннего пояска наружного корпуса ЦВД некоторых турбин мощностью 300 МВт первых выпусков достигло 3 мм. Впоследствии эти недостатки были ликвидированы.

Турбину с деформированным фланцевым разъемом невозможно собрать: усилий затяжки шпилек (или болтов) не хватает для создания плотного фланцевого соединения. Поэтому при капитальных ремонтах фланцевые разъемы приходится подвергать исключительно трудоемкой шабровке, а иногда и предварительной опилке.

Добиться абсолютно полного совпадения двух половин корпуса обычно невозможно: как правило, при свободном наложении крышки корпуса на нижнюю половину в некоторых местах остается зазор размером до 1 мм. Если при затяжке разъема ЦВД через одну-две шпильки, а ЦСД — через три-четыре шпильки зазоры исчезают (шуп толщиной 0,05 мм нигде не проходит), то такой разъем считается плотным.

Коробление корпуса может вызываться следующими причинами:

- 1) неправильной термообработкой корпуса, когда остаточные напряжения, неизбежно возникающие при его литье и затвердевании, не снимаются полностью. В этом случае происходит дальнейшее «снятие» остаточных напряжений уже в процессе работы турбины. При этом корпус претерпевает остаточную деформацию в виде коробления. Свидетельством такого происхождения коробления в ряде случаев является его затухающий характер: после нескольких подшабровок коробление фланцевого разъема прекращается;

- 2) ползучестью корпуса, протекающей при высокой температуре и высоком давлении. Ползучесть наиболее интенсивно происходит в области паровпуска. Наряду с расширением паровпускной части корпуса в целом ползучесть вызывает

неравномерное изменение напряжений по толщине его стенки и фланца, что равносильно действию остаточных напряжений, которые проявляются при разболчивании корпуса;

3) попаданием в корпус воды и холодного пара. В этом случае происходит мгновенное местное охлаждение внутренней поверхности корпуса, и если оно достаточно сильно, то в охлажденном месте возникают остаточные напряжения растяжения, вызывающие коробление корпуса. Именно вследствие попадания воды из подогревателей часто наблюдается коробление только нижней половины корпуса при сохранении нормального состояния крышки корпуса;

4) чрезмерно быстрыми пусками, когда в стенках корпуса возникают столь большие температурные напряжения, что происходит пластическое течение. Особенно опасны пуски из холодного состояния, когда могут происходить конденсация пара и резкий местный нагрев корпуса, вызывающий коробление.

Диагностика причин коробления корпуса очень сложна. Во многих случаях наблюдается связь между числом пусков и степенью коробления, иногда такой связи не обнаруживается. Как правило, для определения причин коробления требуются специально поставленные тщательные исследования. Меры предупреждения коробления следуют из его причин. Необходимо строго выдерживать начальные параметры пара, в особенности температуру, во избежание интенсификации процесса ползучести, поддерживать в исправности регуляторы уровня конденсата греющего пара в подогревателях и обратные клапаны во избежание заброса воды в турбину, scrupuleзно соблюдать пусковые инструкции.

Короблению подвержены не только детали, работающие в области высоких температур, но и детали ЦНД.

Пример 11.24. Обследование ЦНД турбины К-160-130 показало, что раскрытие горизонтального разреза внутреннего цилиндра (обоймы) достигало 7,5—8 мм. Первоначально цилиндрические расточки под установку диафрагм становились эллиптическими (с большой вертикальной осью), а эллипсность достигала 5—6 мм. Вследствие появления эллипсности в местах приварки кольцевых ребер, образующих камеры отборов, появились трещины. Диафрагмы сдавливались радиальными силами в плоскости разреза из-за выборки радиальных зазоров между ними и покоровившейся обоймой, что приводило к расцентровке, смещению и даже разрушению диафрагм в отдельных местах.

Исследования причин деформации обоймы показали, что появление эллипсности является следствием температурных напряжений, возникающих в ней при пусках, остановках и сбросах нагрузок. При этих режимах в горловину конденсатора сбрасывался пар из горячих ниток промежуточного перегрева, к которому для охлаждения подмешивался конденсат. Образующаяся смесь пара и капель влаги направлялась вверх (во избежание нагрева трубок конденсатора) и на пониженных нагрузках попадала на внешнюю поверхность обоймы, охлаждая ее. Внутренние детали обоймы при этом оставались горячими, что и вызывало большую разность температур в обойме и ее коробление.

Для ликвидации коробления обоймы была изменена ее конструкция: между нею и внешним корпусом были установлены специальные листовые экраны, препятствующие попаданию холодной воды на обойму. Кроме того, из горловины конденсатора пришлось изъять сбросное устройство, установив его рядом с конденсатором и усовершенствовав его конструкцию.

11.8. АВАРИИ И НЕПОЛАДКИ ПОДШИПНИКОВ

Прекращение подачи масла как к колодкам упорного, так и к вкладышам опорных подшипников неизбежно вызывает очень серьезную аварию с выплавлением баббитовой заливки и задеванием вращающихся и неподвижных деталей. В свою очередь это приводит, как правило, к разрушению проточной части и другим тяжелым последствиям.

Подача масла может прекращаться при всевозможных нарушениях в работе масляной системы: при неправильной эксплуатации масляного бака, в котором не производятся должная очистка и деаэра-

ция масла, неправильной эксплуатации масляных насосов, что может вызвать срыв их работы, при плохом качестве масла и т. д.

Пример 11.25. На одной из турбин с двумя отборами произошло повреждение шести подшипников, на двух шейках вала образовались надирь, повредились масляные уплотнения подшипников. Авария произошла вследствие срыва подачи масла к подшипникам из-за засорения сеток, установленных в масляном баке. Причиной их засорения явилась плохая промывка масляной системы после капитального ремонта, в результате чего качество масла в системе непрерывно ухудшалось. Это требовало ежедневной очистки сеток масляного бака от шлама, что и выполнялось персоналом ТЭС. Однако в течение двух дней, предшествующих аварии, сетки не чистились. Они засорились, и это привело к снижению давления масла в системе регулирования настолько, что защита турбины (реле давления) закрыла стопорный клапан. Дежурный персонал, вместо того чтобы отключить турбоагрегат и позаботиться о восстановлении давления в системе смазки и регулирования, опять открыл стопорный клапан, который, естественно, вновь закрылся. Персонал включил пусковой масляный насос, и тогда вследствие низкого давления на его всасывающей стороне произошел срыв работы насоса.

Авария упорного подшипника особенно опасна, она практически всегда сопровождается разрушением лопаток, так как происходит значительный сдвиг ротора с выборкой осевых зазоров.

Повышение осевого усилия на колодках упорного подшипника происходит в следующих случаях:

1) при водяном ударе, когда закупорка водой рабочих каналов приводит к резкому увеличению перепада давлений на ступень;

2) при закатке выходных кромок рабочих лопаток из-за попадания постороннего предмета или задевания (см. пример 11.9);

3) при внезапном нарушении баланса расходов пара через цилиндры в турбинах с большими аккумулялирующими емкостями пара (СПП или пароперегревателями);

4) при отложениях в проточной части (см. § 12.5);

5) при стачивании гребешков уплотнений в условиях эксплуатации или установке их увеличенными при

монтаже или капитальном ремонте.

Причиной возрастания осевого усилия в последних двух случаях является возрастание степени реакции в ступенях подобно тому, как это происходит при изменении отношения скоростей (см. § 9.3).

При отложениях в проточной части изменяется соотношение площадей сопловой решетки F_1 и рабочей решетки F_2 для прохода пара. При увеличении отношения F_1/F_2 степень реакции растет. Поэтому при заносе рабочих лопаток в большей степени, чем сопловых, степень реакции растет, увеличивается давление перед рабочей решеткой и, следовательно, осевое усилие.

Аналогичным образом увеличивается степень реакции и при увеличении зазоров в диафрагменном уплотнении.

Подробнее эти вопросы рассмотрены в [45].

Надежную нормальную работу подшипника обеспечивает постоянный контроль температуры баббитовой заливки рабочих колодок, позволяющий вовремя заметить все отклонения от нормы. Для измерения температуры баббитовой заливки каждая колодка снабжается термпарой, горячий спай которой прочно прикрепляют (рис. 11.28) к внутренней поверхности баббитовой заливки. Каждый из проводников термпары помещают в асбестовую оплетку и затем в хлорвиниловую трубку. Все термпары подключают

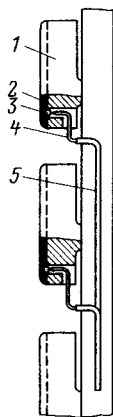


Рис. 11.28. Измерение термпарами температуры баббитовой заливки колодок упорного подшипника:

1 колодка; 2 баббитовая заливка; 3 горячий спай; 4 термпара в асбестовой оплетке; 5 провода в хлорвиниловой трубке

к самопишущему прибору, непрерывно регистрирующему температуру колодок во времени. Показания приборов позволяют контролировать не только изменение температуры колодок с течением времени, но и равномерность их нагрузки.

Постепенное увеличение температуры всех колодок свидетельствует о росте осевого усилия, действующего на подшипник, а изменение температуры отдельных колодок — об их неправильной установке или появившихся перекосах в связи с ослаблением связей между отдельными узлами подшипника.

Повреждения баббитовой заливки опорных подшипников могут происходить либо из-за нарушения технологии заливки, либо в результате неправильного монтажа. При неудачном и засоренном примесями составе баббитовой заливки, при перегреве баббитовой расплава, при недостаточной чистой поверхности вкладыша происходит выкрашивание кусков заливки или ее отслаивание от тела вкладыша.

Пример 11.26. На двух вкладышах одной из мощных турбин были обнаружены следующие повреждения: на подшипнике № 3 — отслаивание и выпадение участка баббитовой заливки площадью 54 см², а на подшипнике № 5 — трещина в баббитовой заливке верхней части вкладыша. Причиной повреждения явилась недостаточная чистая поверхность, на которую осуществлялась наплавка баббита.

При неправильном монтаже и ремонте, а также при эксплуатации, когда создаются условия для углового смещения оси шейки вала относительно вкладыша, происходит неравномерный износ баббитовой заливки и возникают надирь на шейках вала.

11.9. АВАРИИ И НЕПОЛАДКИ СИСТЕМ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ, АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ

Несмотря на то что к системам парораспределения, регулирования и защиты предъявляются самые высокие требования, детали и элементы

этих систем являются одними из самых аварийных: примерно одна треть вынужденных остановок, связанных с работой турбины, происходит по вине этих систем.

Неполадки и повреждения в перечисленных системах ведут в лучшем случае к немедленной остановке турбины, а в худшем — к ее разрушению.

Пример 11.27. В качестве примера тяжелой аварии из-за неполадок в системе регулирования приведем случай, происшедший на одной из ТЭС Англии с двухцилиндровой турбиной мощностью 60 МВт на параметрах свежего пара 6,3 МПа и 482 °С на частоте вращения 50 1/с. В результате аварии два человека погибли, а девять были ранены. ЦНД турбины был полностью разрушен; 11 из 12 рабочих дисков отделились от вала, а сам вал был сломан в четырех местах. Детали и куски ротора ЦНД при аварии разлетелись с такой силой, что поврежденными оказались крыша и стены машинного зала, а также подкрановые пути. Диск последней ступени был найден в 135 м от турбины. Полотнами оказались и два других ротора: ротор ЦВД — в зоне заднего уплотнения, а ротор генератора разделился на отдельные части, заполнившие статор.

Причиной аварии послужило образование в масляной системе окиси железа, которая проникла в сервомоторы стопорных и регулирующих клапанов и оседала на их стенках и поршнях, уменьшая зазоры между ними. Поводом для развития аварии явилось ошибочное отключение возбuditеля генератора, что при нормальном состоянии системы регулирования должно было привести к переводу турбогенератора на режим холостого хода. Однако уменьшившиеся зазоры между поршнями сервомоторов и их цилиндрами создали большую силу трения, что вызвало задержку в закрытии регулирующих и стопорных клапанов и разгон турбины до частоты 83 1/с при номинальной частоте вращения 50 1/с. Вследствие разгона и произошло разрушение турбины.

Неполадки и разрушения могут возникать в самых различных элементах и узлах: в исполнительных органах регулирования и защиты, в передаточном механизме, в сервомоторах, золотниках, регуляторах частоты вращения, давления и т. д.

Аварии регулирующих и стопорных клапанов

Наиболее частая причина вынужденных отказов из-за органов паро-

распределения — обрыв штоков клапанов, который происходит вследствие усталости металла, вызываемой вибрацией клапана под действием возмущающих сил на клапан. Считается, что основной причиной вибрации клапанов является нестационарное течение пара между клапаном и его седлом, вызывающее автоколебательное движение клапана вдоль его оси. Второй причиной является пульсация давления пара, поступающего к клапану, которая вызывает в штоке переменные напряжения изгиба. Суммарное действие этих двух причин и приводит к поломкам штоков.

Другим очень опасным видом дефектов штока клапана является его изгиб, который не позволяет в нужный, часто критический момент закрыть клапан с достаточной плотностью. Подобному зависанию клапанов способствует отложение на штоке солей и окислов, уменьшающих зазоры и увеличивающих силы трения, особенно при изогнутом штоке. Например, исследование состояния паровпускных органов на одной из турбин мощностью 300 МВт обнаружило на штоках отложения толщиной до 0,3 мм.

Распространенной мерой борьбы с заеданиями штоков клапанов из-за отложений является увеличение зазора между штоком и втулкой путем расточки последней. Такая мера позволяет одновременно уменьшить и влияние изгиба штока, вызванного неудовлетворительным качеством изготовления. Однако она должна рассматриваться только как временная, поскольку она устраняет не причину дефекта (плохое качество пара), а ее последствия. Увеличение зазора приводит к росту утечки пара вдоль штока и снижению экономичности турбоустановки.

Наряду с уменьшением зазора между штоком и втулкой из-за отложений может происходить и его увеличение за счет эрозионного износа штока. Износ уменьшает его сечение и ослабляет его сопротивление вибрационным поломкам.

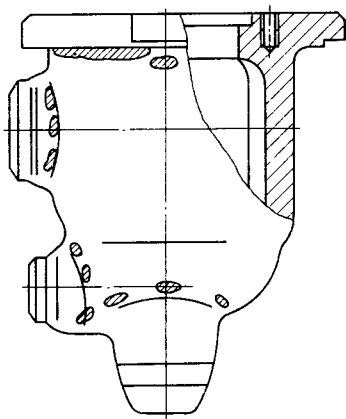


Рис. 11.29. Места появления трещин в корпусе стопорного клапана

Одной из причин вынужденных остановок является выпрессовка седла из корпуса клапана под действием тех же нестационарных возмущающих сил, которые действуют и на клапан. Способствует этому слабое закрепление седла в корпусе.

Серьезными проблемами являются прочность корпусов стопорных и регулирующих клапанов и их плотность. Прежде всего это связано с крайне неблагоприятными условиями работы при высоких давлениях и температуре, вдобавок быстро изменяющихся во времени. В этих условиях, как показывает опыт эксплуатации, в корпусах клапанов появляются трещины, размер которых постоянно увеличивается и грозит разрывом корпуса клапана. На рис. 11.29 показаны характерные места появления трещин в стопорных клапанах: трещины возникают, как правило, в местах переходов стенок во фланцы (подфланцевая зона) и сопряжения патрубков со стенками корпусов. Именно в этих зонах возникают максимальные напряжения как от действия давления, так и от разности температур смежных элементов.

Появление трещин в корпусах стопорных и регулирующих клапанов происходит по следующим причинам:

1) вследствие некачественного материала корпусов. Корпуса изготовляют в основном путем литья, качество которого ниже, чем ковального материала. При отливке в материале образуются раковины, пустоты, неметаллические включения и т. д., которые являются концентраторами напряжений, вызывающими появление трещин через определенное время;

2) вследствие ползучести под действием высоких температур и давлений. О действии этой причины свидетельствует тот факт, что массовое образование трещин в корпусах стопорных и регулирующих клапанов начинается часто после 90—100 тыс. ч эксплуатации;

3) вследствие циклически повторяющихся температурных напряжений, вызывающих в металле явление термической усталости.

Опыт эксплуатации и статистика разрушений показывают, что работа турбины в условиях частых и быстрых пусков и резких изменений нагрузки приводит к более интенсивному образованию и росту трещин.

Появление высоких температурных напряжений в корпусах клапанов связано с быстрыми изменениями температуры среды, протекающей через клапан. В результате этого корпус клапана прогревается неравномерно и по толщине стенки, и вдоль нее. Особенно большие разности температур образуются между стенкой клапана и его крышкой (рис. 11.30), между крышкой клапана и удерживающими ее шпильками. Быстрый прогрев корпуса относительно крышки и быстрый прогрев крышки относительно шпилек вызывает в них значительные дополнительные напряжения, приводящие в ряде случаев к обрыву шпилек.

Для уменьшения температурных напряжений, возникающих в корпусах клапанов при пуске, тщательно продумывают их форму, с тем чтобы избежать смежных элементов резко

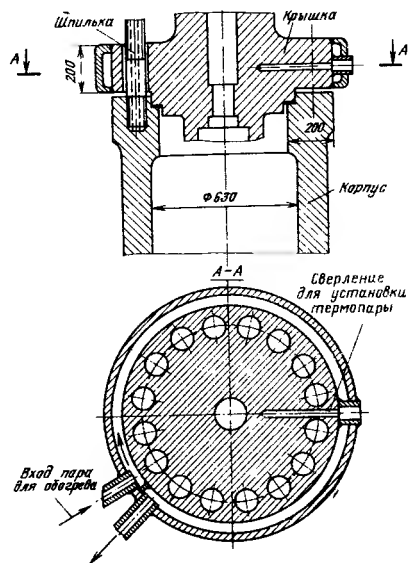


Рис. 11.30. Короб обогрева крышки стопорного клапана

различной толщины; фланцы корпусов (рис. 11.30) делают по возможности уже, а переходы к стенке выполняют большим радиусом. До пуска самой турбины часто предварительно прогревают клапаны с небольшой скоростью. На рис. 11.30 показан кожух турбины К-200-130 ЛМЗ, приваренный к крышке стопорного клапана по предложению ВТИ; в кожух перед пуском подается горячий пар для предварительного прогрева крышки.

В не менее сложных условиях находятся переходные патрубки от регулирующих клапанов к турбине, особенно в зоне прилегания к клапану. Это связано с тем, что резкие перемещения чашки клапана приводят к резкому изменению температуры пара за ним из-за дросселирования, что немедленно сказывается на температуре внутренней поверхности переходного патрубка. Поэтому непосредственно за диффузором клапана устанавливают тепловые экраны, предохраняющие стенку переходного патрубка от резких смен температуры — тепловых ударов (например, при полном сбросе нагрузки в турбине К-300-240 темпера-

тура пара за регулирующим клапаном изменяется на 100 °С и более). Несмотря на кажущуюся простоту конструкции экрана условия его работы очень тяжелы, и в практике эксплуатации были случаи разрушения экранов из-за термической усталости. При этом куски разрушенного экрана попадают в проточную часть, вызывая ее разрушение.

Пример 11.28. В период освоения на двух турбинах было всего два случая разрушения тепловых экранов, однако вызванный ими простой составил 5287 ч. Разрушения тепловых экранов произошли из-за неправильной технологии наварки центрирующих бобышек, при которой возникали трещины, и из-за температурных ударов, возникающих при подключениях второго корпуса котла.

Аварии передаточных механизмов

Надежная работа механизма, передающего движение от штока сервомотора к штоку клапана, имеет столь же большое значение, как и самого клапана. Вместе с тем нормальная работа этого механизма в ряде случаев не обеспечивается.

В стремлении выполнить передаточный механизм с малой нечувствительностью конструктор использует в нем большое число подшипников качения, а также зубчатые передачи с малыми зазорами. Вместе с тем условия работы передаточного механизма тяжелы не только потому, что он должен передавать на клапан большие усилия, но и потому, что он расположен в области высоких и, главное, неравномерных температур. Неравномерное распределение температур в передаточном механизме приводит к неравномерным тепловым деформациям его элементов и рычагов, что ведет к перераспределению нагрузок на подшипники, к их деформации и нарушению работы механизма.

Нарушение работы прежде всего сказывается на увеличении степени нечувствительности системы регулирования и, следовательно, на увели-

чении степени самопроизвольных колебаний нагрузки.

Длительная работа механизма в ненормальных условиях приводит к заеданиям подшипников качения и их разрушению. Иногда последствия заклинивания передаточного механизма более серьезны. Однажды вследствие заклинивания распределительного кулачкового вала произошло заклинивание рейки, передающей движение от сервомотора на распределительный вал, в результате чего оборвался шток главного сервомотора.

Аварии сервомоторов, регуляторов частоты вращения и других элементов системы регулирования и защиты

Наибольшее число неполадок в работе элементов систем регулирования возникает вследствие использования некачественного масла или другой рабочей жидкости. Загрязнение рабочей жидкости продуктами коррозии, шламом, продуктами разрушения элементов системы, например элементами пластинчатых фильтров, приводит к качаниям нагрузки на турбинах, а иногда — к самопроизвольному закрытию стопорных и регулирующих клапанов. Особенно к этому чувствительны системы регулирования, работающие на конденсате, окислительная способность которого больше, а требуемые зазоры в элементах системы регулирования меньше, чем в системах, работающих на масле.

Частым дефектом сервомоторов является износ уплотнений поршня. При разуплотнении поршня увеличивается утечка силовой рабочей жидкости в сервомоторе, что приводит к падению давления в системе регулирования и срабатыванию защиты.

Кроме того, при этом, конечно, изменяется настройка системы регулирования (статическая характеристика).

11.10. СТЕСНЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ РАСШИРЕНИЙ ТУРБИНЫ НА ФУНДАМЕНТЕ

Последствия стеснения тепловых расширений турбины

В § 3.7 мы подробно рассмотрели организацию тепловых расширений турбоагрегата на фундаменте и выяснили, что она достигается с помощью свободной установки его элементов (корпусов подшипников, ЦНД, генератора и его возбuditеля) на фундаментных рамах (см. рис. 3.84). Для направленного свободного расширения между фундаментными рамами (рис. 11.31) и корпусами подшипников строго по прямой устанавливают систему продольных и поперечных шпонок, вдоль которых и перемещаются корпуса подшипников. Например, при пуске турбины ее ЦНД со встроенным подшипником расширяется от фиксупункта влево. Через поперечные

лапы расширение передается последовательно на правые лапы корпуса ЦСД, затем с его левых лап — на средний подшипник и т. д. При остановке турбины вследствие уменьшения температуры ее корпусов происходит ее сокращение.

По ряду причин, которые мы рассмотрим ниже, между подошвой корпуса подшипника и фундаментной рамой возникают силы трения $F_{\text{тр}}$, препятствующие свободному тепловому расширению турбоагрегата.

Стеснение теплового расширения на фундаменте приводит к следующим основным явлениям:

- 1) недостаточному продольному удлинению статора турбины при пуске из холодного состояния, не соответствующему его температурному состоянию;
- 2) «невозврату» турбины при ее полном остывании;
- 3) кручению ригелей;
- 4) скачкообразному перемеще-

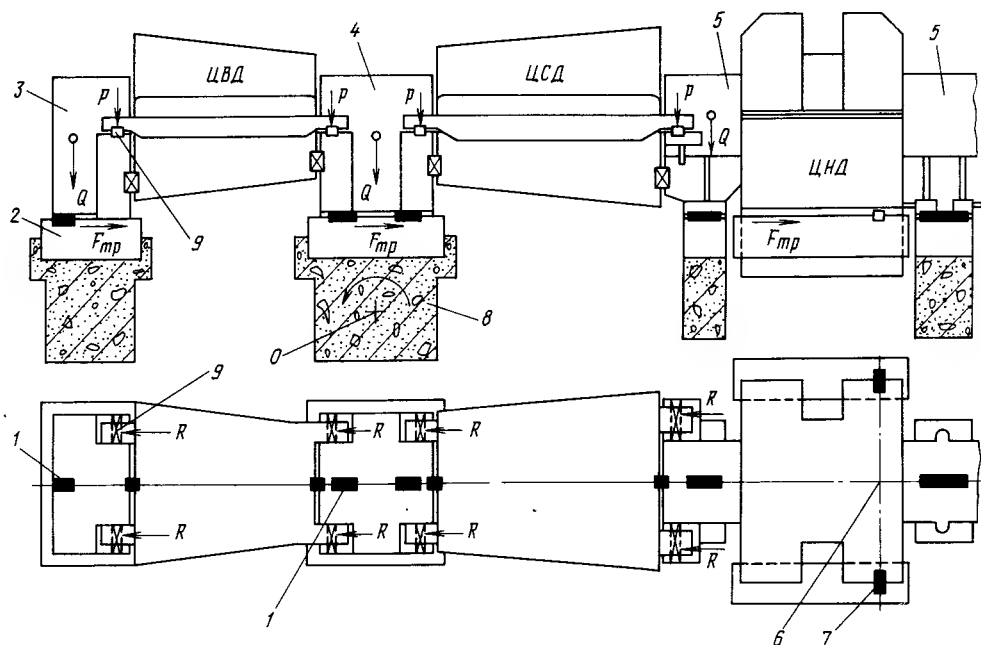


Рис. 11.31. Силы, действующие на опоры турбоагрегата и затрудняющие его свободное тепловое расширение:

1 — продольные шпонки; 2 — фундаментная рама; 3, 4, 5 — корпуса соответственно переднего, среднего и подшипников ЦНД; 6 — фиксупункт; 7 — поперечные шпонки; 8 — ригель; 9 — поперечные шпонки между лапами и опорными поверхностями корпусов подшипников

нию корпусов подшипников на фундаменте.

Рассмотрим последствия этих явлений. При большом сопротивлении продвижению корпусов подшипников по фундаментным рамам ригели прогибаются в горизонтальной плоскости (при пуске турбины — в сторону от фиксункта). Одновременно при этом на корпус турбины будут действовать сжимающие силы, деформирующие его вследствие податливости торцевых стенок корпуса. В результате возникает большое удлинение ротора, свободно расширяющегося от упорного подшипника относительно статора. Это препятствует быстрому пуску турбины и приводит к перерасходу топлива.

При разгрузке турбины и ее остановке картина будет аналогичной, но обратной: сокращающиеся корпуса турбины будут тянуть за собой и изгибать ригели в горизонтальной плоскости в обратном направлении (стрела прогиба — к фиксункту); кроме того, сами корпуса будут находиться в растянутом состоянии. В результате возникнет «невозврат»: турбина не вернется к своему первоначальному положению.

Еще большую опасность представляет кручение ригелей: под действием продольных сил R , приложенных к поперечным шпонкам лап, весь ригель, например, средней опоры (см. рис. 11.31) поворачивается (скручивается) вокруг точки O . В результате опорная поверхность фундаментной рамы приобретет уклон и изменятся высотные положения вкладышей подшипников. Если, например, в среднем подшипнике (рис. 11.31) расположены два вкладыша, то при пуске ригель скрутится против часовой стрелки и левый подшипник опустится, а правый поднимется. Это изменит опорные реакции валопровода и вибрационные характеристики опор и может привести к появлению вибрации. Такая картина возникала, в

частности, на турбинах Т-250/300-240 ТМЗ.

При затрудненных перемещениях корпусов подшипников и кручении ригелей расширения турбины часто носят скачкообразный характер. Связано это с периодическим преодолением активной силой R силы трения покоя $F_{тр}$; при этом происходит скачкообразное проскальзывание корпуса подшипника по фундаментной раме.

Причины стеснения тепловых расширений турбины

Стеснение теплового расширения турбины определяется двумя основными причинами:

- 1) большими силами трения между подошвой корпуса подшипника и фундаментной рамой;
- 2) заклиниванием шпоночного соединения корпус подшипника — продольная шпонка.

Одной из главных причин затруднения тепловых расширений турбины на фундаменте является действие вертикальных сил P_* , прижимающих корпус подшипников к фундаментным рамам, в результате чего возникает сила трения $F_{тр}$, определяемая простым соотношением

$$F_{тр} = kP_*, \quad (11.2)$$

где k — коэффициент трения.

Прижимающая сила P_* имеет следующие составляющие:

- 1) силу веса ротора и статора Q , включающую корпус подшипника и корпус турбины;
- 2) силу $P_{р.м.}$, возникающую от реактивного момента в проточной части;
- 3) силу от паропроводов, присоединенных к корпусам турбины.

Рассмотрим каждую из этих сил. Силы веса ротора и статора определяются их массами, и они постоянны во времени.

Появление силы от реактивного момента поясняется схемой на рис. 11.32. Вследствие разворота струи пара в каналах соплового аппарата

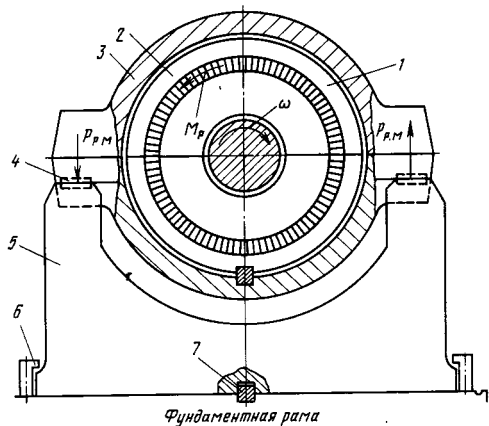


Рис. 11.32. Появление усилия на корпусе подшипника от действия реактивного момента: 1 — вал ротора; 2 — диафрагма; 3 — корпус турбины; 4 — поперечные шпонки лап; 5 — корпус подшипника; 6 — прижимная скоба; 7 — продольная шпонка

диафрагмы от осевого направления к окружному на диафрагму будет действовать реактивный момент M_p , направленный противоположно вращению ротора. С отдельных диафрагм крутящие реактивные моменты будут передаваться на корпус турбины. Их суммарное действие будет эквивалентно двум парам сил $P_{p.m.}$, приложенным к лапам корпуса турбины. В результате действия реактивного момента одна из лап (в нашем случае левая) прижимается к корпусу подшипника, а вторая стремится оторваться от него.

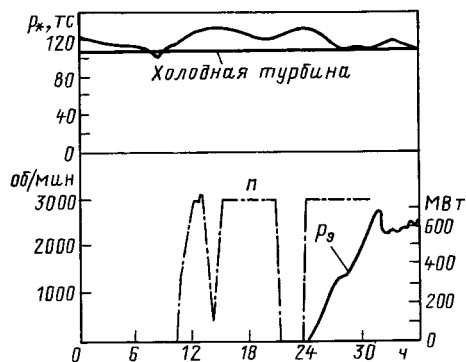


Рис. 11.33. Изменение суммарного вертикального усилия, действующего на средний подшипник турбины К-800-240-3 в процессе пуска из холодного состояния

Силы, вызванные реактивным моментом, зависят, конечно, от мощности турбины: с ростом мощности они растут. Силы от присоединенных паропроводов возникают вследствие жесткого закрепления массивной арматуры (например, стопорных клапанов) на фундаменте и невозможности свободных расширений паропроводов между этой арматурой и корпусом турбины. Возникающие на корпусе турбины силы зависят от взаимного положения корпусов турбины и арматуры и температуры связывающих их паропроводов. Поэтому усилия от паропроводов зависят от режима работы и могут быть различными при пусках, различных стационарных режимах и остановках.

В некоторых турбинах, например К-800-240 и К-1200-240 ЛМЗ, сделана попытка установить корпуса блоков стопорно-регулирующих клапанов (см. рис. 4.31) на опорах, допускающих свободное перемещение. Однако и в этом случае, как показал опыт эксплуатации, на корпусе возникают значительные силы и моменты от присоединенных паропроводов, уменьшение которых при наладке турбины очень затруднительно.

На рис. 11.33 показано, как в процессе пуска из холодного состояния изменяется вертикальное суммарное усилие на средний подшипник турбины К-800-240-3 по опытам ЦКТИ. На стационарном режиме работы суммарное усилие несколько превышает усилие на холодной турбине (108 МН). Максимальное значение (132 МН) возникло в предтолчковый период, когда реактивный момент был небольшим и главную роль играли усилия от паропроводов.

Заклинивание в шпоночном соединении возникает вследствие приложения к корпусу подшипника поперечных усилий, прижимающих его к боковым поверхностям продольных шпонок и не дающих перемещаться корпусу вдоль них.

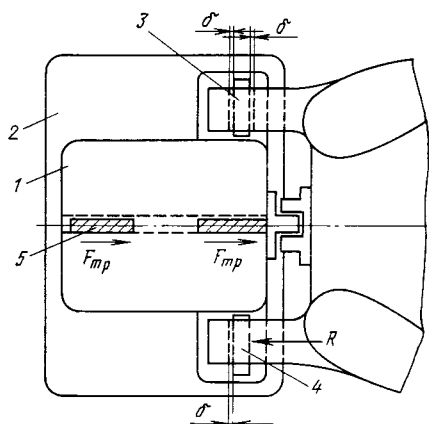


Рис. 11.34. Заклинивание в продольных шпонках вследствие неодинакового теплового расширения лап:

1 корпус подшипника; 2 фундаментная рама; 3, 4 — поперечные шпонки лап; 5 — продольные шпонки

Главными причинами заклинивания продольного шпоночного соединения могут являться:

1) неодинаковость тепловых расширений отдельных лап корпуса турбины в продольном направлении или неодинаковость тепловых зазоров в поперечных шпонках лап;

2) заклинивание шпоночного соединения одной из лап корпуса.

В первом случае (рис. 11.34) одна из лап входит в контакт со своей поперечной шпонкой 4 раньше, чем вторая, и в результате сила R поворачивает корпус подшипника, прижимая его к боковым поверхностям шпонок, привинченных к фундаментным рамам. Из-за большого плеча силы R контактное давление оказывается очень большим и как следствие большой оказывается и сила $F_{тр}$, защемляющая продвижение корпуса подшипника по фундаментной раме.

Во втором случае (рис. 11.35) заклинивание одной из поперечных шпонок лап приводит к поперечному несимметричному смещению оси корпуса и выборке зазора в вертикальной шпонке. В результате защемления участка корпуса турбины между заклиненной лапой и вертикальной шпонкой возникает сила R ,

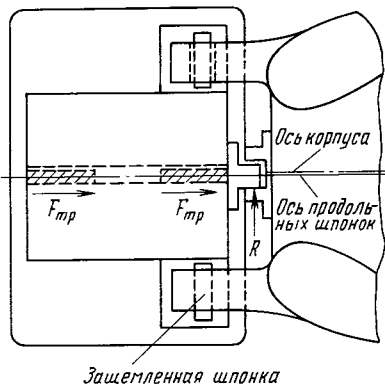


Рис. 11.35. Заклинивание в продольных шпонках вследствие заклинивания одной из поперечных шпонок лап

поворачивающая корпус подшипника на фундаментной раме, в результате чего и возникает заклинивание продольных шпонок.

Чаще всего заклинивание поперечной шпонки лап происходит вследствие неравномерного прогрева лапы по толщине: при подаче пара на концевое уплотнение перед пуском турбины внутренняя поверхность лапы, прилегающая к камерам уплотнений, прогревается сильнее, чем наружная. В результате лапа разворачивается наружу и заклинивает шпонку.

Таким образом, если прижимающая сила P_* и коэффициент трения k невелики, число перемещаемых цилиндров мало и заклинивания продольных шпонок не происходит, то силы трения $F_{тр}$ и преодолевающие их силы R в поперечных шпонках (см. рис. 11.31) также малы и турбоагрегат достаточно свободно расширяется и сжимается на фундаменте в соответствии со своей изменяющейся температурой. Такая картина наблюдалась до определенной единичной мощности турбоагрегата, когда правильный монтаж обеспечивал вполне свободное тепловое расширение. С ростом единичной мощности турбоагрегата и числа цилиндров проблема свободного расширения на фундаменте становилась все острее. В частности, ее реше-

ние потребовало больших усилий для турбоагрегата Т-250/300-240 ТМЗ, фиксункт которого расположен на опорной раме ЦНД и генератора и на фундаменте которого расширяются все четыре цилиндра турбины (см. рис. 7.32). Такие же трудности возникли и для турбины К-800-240 ЛМЗ, у которой по фундаментным рамам расширяются два высокотемпературных цилиндра (ЦВД и ЦСД).

Меры борьбы со стеснением расширения турбоагрегата

Поскольку повышенные силы трения обусловлены в первую очередь высокими значениями вертикальных нагрузок, действующих на корпус подшипника, радикальным способом борьбы с повышенными силами трения является уменьшение вертикальных сил.

Для уменьшения сил, вызванных реактивным моментом, со стороны фланца, который придавливается к опорным поверхностям корпусов подшипников (слева на рис. 11.32), устанавливают пружинный амортизатор, пример которого показан на рис. 11.36. Опирают амортизаторы на специальную балку,

заделанную в колонну фундамента. Таким образом, часть реактивного момента передается прямо на фундамент, а часть — через лапу на корпус подшипника.

Для уменьшения усилий от присоединенных паропроводов необходимы прежде всего правильная трассировка пароподводящих труб и правильный монтаж арматуры. В общем случае все перечисленные меры помогают уменьшить вертикальную силу P_v , однако ее нельзя сделать с их помощью меньше, чем сила веса статора и ротора. Для еще большего уменьшения силы, передающейся на корпус подшипника, на ряде турбин ЛМЗ практикуют установку дополнительной гибкой опоры с калиброванной пружиной (рис. 11.37). Гибкость опоры не препятствует свободному расширению лап, а сама она воспринимает часть вертикальной нагрузки, разгружая корпус подшипника.

Как видно из формулы (11.2), при фиксированном значении вертикальной силы P_v уменьшения силы трения можно достичь снижением коэффициента трения k , применяя специальные смазки в виде пасты или специальные прокладки из синтетического материала — фторлона.

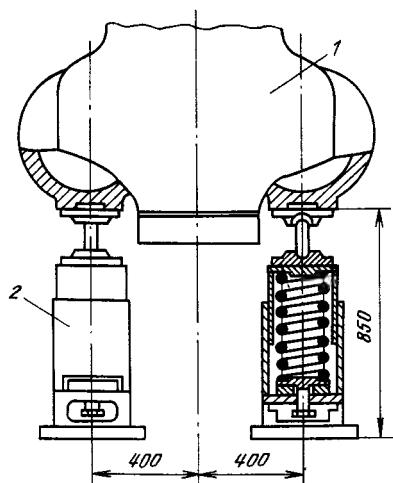


Рис. 11.36. Амортизатор ЦСД турбины К-300-240 ЛМЗ:

1 — амортизатор; 2 — корпус стопорно-регулирующего клапана

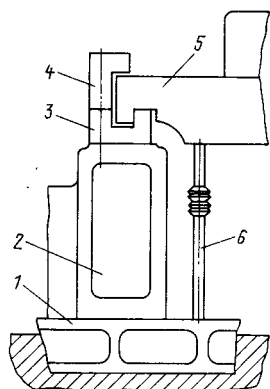


Рис. 11.37. Установка дополнительной опоры под лапу для уменьшения силы, действующей со стороны лапы на корпус подшипника:

1 — фундаментная рама; 2 — корпус подшипника; 3 — поперечная шпонка; 4 — скоба; 5 — лапа; 6 — дополнительная опора

Для исключения заклинивания необходимы тщательный монтаж и пригонка всех шпоночных соединений, симметричный обогрев фланцев с равномерным прогревом лап во избежание их коробления. Для уменьшения кручения ригелей кроме уменьшения сил трения на поверхностях скольжения можно увеличивать сопротивление ригеля скручиванию соответствующим увеличением его размеров, что требует переделки фундамента.

Контрольные вопросы и задачи

1. На ротор турбины, изготовленный из стали ЭИ-415, с пролетом 4 м и средним диаметром вала 0,4 м попала вода из трубопровода отбора пара, в результате чего по сечению возникла разность температур 100 К. Возникнут ли заедания в диафрагменном уплотнении, зазор в котором 0,6 мм? [Для решения задачи используйте формулу (10.1) и данные из табл. 3.5.]

2. В цилиндр турбины попадает холодный пар, в результате чего происходит быстрое охлаждение стенки корпуса. Оцените возникшие в ней температурные напряжения и возможность коробления корпуса, если в момент максимальной разности температур $\Delta T = 300$ К распределение температур подчиняется закону квадратичной параболы, а корпус выполнен из стали 20ХМФЛ. [Для решения задачи используйте формулу (9.11) и данные из табл. 3.5.]

3. Назовите характерные признаки водяного удара. Каковы должны быть действия машиниста при появлении любого из признаков? Какой узел требует особого внимания после возникновения водяного удара?

4. На каких турбинах (ТЭС или АЭС) имеется большая вероятность заброса воды из паропроводов свежего пара?

5. В двух рабочих лопатках длиной 100 и 1000 мм возникли одинаковые усталостные трещины в сечениях, в которых напряжения также одинаковы. Для какой из лопаток возникшая трещина представляет большую опасность?

6. Сопловая решетка ступени состоит из 80 лопаток. Частота вращения 50 1/с. Определите частоты возмущающих сил и оцените возможность резонанса, если средняя частота собственных колебаний рабочих лопаток 3960 Гц, а разброс частот на колесе $\pm 5\%$?

7. Назовите причины появления возмущающих сил в проточной части турбины.

8. Почему перевязка лопаток в пакеты снижает уровень их вибрации?

9. Какие зоны лопаток являются наиболее вероятными для появления трещин усталости?

10. Какие причины вызывают эрозию входных и выходных кромок рабочих лопаток?

11. Назовите возможные причины хрупкого разрушения роторов.

12. В каких зонах цельнокованых роторов появляются трещины термической усталости?

13. Назовите причины прогибов роторов.

14. Что такое коррозия под напряжением? Для каких деталей турбины она наиболее опасна?

15. Назовите причины прогибов диафрагм.

16. Турбоагрегат проработал 100 тыс. ч при практически постоянной номинальной нагрузке. При последнем капитальном ремонте обнаружены трещины в корпусе. Что является наиболее вероятной причиной их появления?

17. На электростанции установлены две одинаковые турбины, одна из которых работает в базовом режиме, а другая — с ежесуточными остановами на ночь. В корпусе последней турбины после трех лет работы обнаружены трещины, в то время как в первой турбине трещин нет. Что может быть наиболее вероятной причиной появления этих трещин?

18. При вскрытии корпуса турбины всякий раз обнаруживалось коробление фланцевого разъема, носившее, однако, затухающий характер: после пятого вскрытия оно было очень малым. Что было причиной коробления?

19. Турбина, спроектированная на высокие начальные параметры пара, проработала в базовом режиме около пяти лет без вскрытия. При очередном капитальном ремонте обнаружены сильное коробление корпуса и большой остаточный прогиб диафрагм. Что явилось причиной этих явлений?

20. Назовите возможные причины возрастания осевого усилия в турбине.

21. Назовите причины заеданий штоков клапанов.

22. Почему при нарушении уплотнений поршней сервомоторов возможна самопроизвольная остановка турбины?

23. К каким последствиям приводит релаксация напряжений в шпильках фланцевого разъема?

24. Назовите причины, по которым может происходить разрушение ободов дисков.

25. Назовите последствия стеснения тепловых расширений турбоагрегата на фундаменте.

26. Перечислите силы, прижимающие корпус подшипников к фундаментным рамам, и объясните их происхождение.

27. Почему происходит заклинивание шпоночных соединений при расширении турбины?

28. Назовите меры борьбы со стеснением тепловых расширений турбины на фундаменте.

ОБСЛУЖИВАНИЕ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ И ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ ПРИ НОРМАЛЬНОЙ РАБОТЕ

12.1. ЗАДАЧИ ОБСЛУЖИВАНИЯ

Эксплуатация паротурбинной установки в общем случае состоит из пуска, работы с нагрузкой (нормальной работы) и остановки. Наиболее простой является работа при постоянной нагрузке (номинальной или частичной). Поэтому изучение обслуживания турбины и ПТУ целесообразно начать именно с этого этапа, несмотря на то что ему предшествует пуск. Многие операции, выполняемые при нормальной работе установки, выполняются почти без изменения и на других этапах эксплуатации.

Основной задачей персонала, обслуживающего турбоустановку при нормальной работе, является *обеспечение заданной мощности при полной гарантии надежной работы и максимально возможной экономичности*.

Нормальная эксплуатация турбины немыслима без тщательного ухода и регулярных проверок систем защиты и регулирования. Постоянное наблюдение за системой регулирования на современных электростанциях возлагается на вахтенный персонал и инженера, ответственного за работу системы регулирования.

Внимательный осмотр доступных узлов систем регулирования и защиты, сравнение текущих показаний приборов с предшествующими, пытливые отношения ко всем «непривычным» отклонениям на работающей турбине, выполнение всех операций и проверок, предусмотренных инструкциями по эксплуатации, позволяют надежно эксплуатировать систему регулирования и, следовательно, турбину.

12.2. ОБСЛУЖИВАНИЕ СИСТЕМ ЗАЩИТЫ И РЕГУЛИРОВАНИЯ

Текущее обслуживание системы регулирования

Системы регулирования турбин отличаются большим конструктивным разнообразием, поэтому в этой книге нет возможности рассмотреть все вопросы, связанные с их текущим обслуживанием. Ниже рассматриваются только положения, общие для обслуживания большинства турбин.

1. Особое внимание при осмотрах должно уделяться всем потенциальным источникам утечек масла для исключения возможности возникновения пожара.

2. Необходимо внимательно следить за положением гаек, стопорных деталей и другого крепежа на штоках, золотниках, органах парораспределения и т. д., поскольку эти детали работают в условиях вибраций, вызывающих их отвинчивание и нарушение работы. Необходимо следить за механическим состоянием всех доступных узлов: кулачкового механизма, его вала, подшипников, пружин и т. д.

3. Особое внимание следует обращать на колебания регулирующих органов, которые угрожают обрывом штока вследствие усталости.

4. Необходимо следить за изменениями давлений и пульсациями в основных маслопроводах систем регулирования и защиты: в линии подачи масла на смазку, в импульсных линиях, линиях защиты и полостях сервомоторов. Изменение этих давлений в непредусмотренных пределах свидетельствует о каких-то ненормальностях в системе регулирования, маслоснабжения или парораспределения: о неплотности кла-

панов, уплотнений поршней и штоков сервомоторов, засорении регулировочных шайб и т. д. Пульсации золотников вызываются ненормальной работой импеллера, загрязнением маслопроводов, попаданием твердых частиц между золотниками и буксами, повышенным содержанием воздуха в масле и другими причинами.

Проверка плотности стопорных, регулирующих и обратных клапанов

Первейшее внимание обслуживающего персонала должно быть уделено исключению возможности разгона турбины при отключениях электрического генератора от сети. Для этого прежде всего должна быть обеспечена достаточная плотность стопорных и регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД и обратных клапанов на трубопроводах регулируемых и нерегулируемых отборов.

Абсолютную плотность клапанов ЦВД и ЦСД в условиях длительной эксплуатации создать невозможно из-за различных тепловых расширений клапана и седла, из-за эрозионного износа этих деталей и по другим причинам. Поэтому ПТЭ допускается небольшая неплотность клапанов: *при номинальном давлении перед стопорными или регулируемыми клапанами пропуск пара не должен вызывать вращения турбины с частотой больше половины номинальной.*

Проверка плотности клапанов выполняется при остановке турбины при номинальном давлении в конденсаторе, для того чтобы силы сопротивления вращению ротора были одинаковыми. После снятия нагрузки и отключения генератора от сети частота вращения ротора уменьшается. Для проверки плотности регулирующих клапанов их необходимо закрыть и открыть стопорные клапаны, подняв давление перед регулируемыми клапанами до номинального. Из-за пропуска пара через их неплотности турбина выйдет на некоторую

устойчивую частоту вращения, которую и следует сравнить с номинальной.

Аналогичным образом производится проверка плотности и стопорных клапанов, при этом регулирующие клапаны должны быть полностью открыты.

Необходимо подчеркнуть, что хотя стопорные и регулирующие клапаны могут не быть абсолютно плотными, *их совместное закрытие должно обеспечить такую плотность, чтобы ротор турбины не вращался.*

Правила технической эксплуатации предусматривают ежегодную проверку плотности регулирующих и стопорных клапанов. Кроме того, проверка обязательно проводится при пуске после монтажа, перед капитальным ремонтом турбины (для определения объема необходимых ремонтных работ по клапанам) и после ремонта (для определения качества ремонта), перед испытанием автомата безопасности путем повышения частоты вращения.

Появление значительной неплотности регулирующих и стопорных клапанов в период между проверками может быть установлено при анализе кривой выбега ротора турбины (см. § 14.3) после отключения генератора от сети и прекращения подачи пара в турбину. Удлинение времени выбега часто свидетельствует о неплотности клапанов.

Кроме плотности регулирующих и стопорных клапанов должна быть обеспечена плотность обратных клапанов, установленных на трубопроводах отборов.

Проверку плотности обратных клапанов, установленных на трубопроводах регулируемых отборов тепловых турбин, работающих параллельно с другими турбинами на коллектор отбора, проводят путем плавного изменения давления перед закрытым клапаном, медленно открывая задвижку, установленную на паропроводе отбора вслед за обратным клапаном. Обычно при проверке плотности обратного кла-

пана турбину разгоняют до частоты вращения примерно 33—35 1/с и затем при закрытом обратном клапане путем открытия задвижки повышают давление перед обратным клапаном до 0,2—0,3 МПа. Неизменность частоты вращения свидетельствует о плотности обратного клапана. Аналогичным образом может проверяться плотность и других обратных клапанов, если к ним можно подвести пар от какого-либо постороннего источника.

Кроме обратного клапана и задвижки на паропроводе регулируемого отбора устанавливают предохранительные клапаны, препятствующие чрезмерному повышению давления в камере отбора. *Плотность обратных клапанов и срабатывание предохранительных клапанов должны проверяться не реже 1 раза в год.* Такая же проверка должна проводиться перед каждым испытанием турбины на сброс нагрузки (см. ниже).

Расхаживание клапанов

Плотность стопорных, регулирующих и обратных клапанов является совершенно необходимой, но недостаточной для предотвращения разгона турбины при сбросе нагрузки, если путем регулирования нельзя перевести турбину в режим холостого хода. В этом случае необходимо мгновенное закрытие исполнительных органов системы защиты. Вместе с тем в условиях нормальной эксплуатации эти органы работают в «стерегушем» режиме. Поэтому из-за отложений на штоках клапанов, температурных деформаций отдельных деталей клапана и по другим причинам в момент срабатывания при аварийном режиме могут произойти заедание штока и задержка в закрытии клапана. Еще хуже, если клапан закроется не полностью или совсем не закроется.

Чтобы быть уверенным в постоянной работоспособности стопорных,

регулирующих и обратных клапанов, их систематически расхаживают — подвергают принудительному перемещению на определенное расстояние, убеждаясь в плавности и легкости их смещения. Расхаживание производят при частичной или полной нагрузке в зависимости от конструкции паровпускных органов.

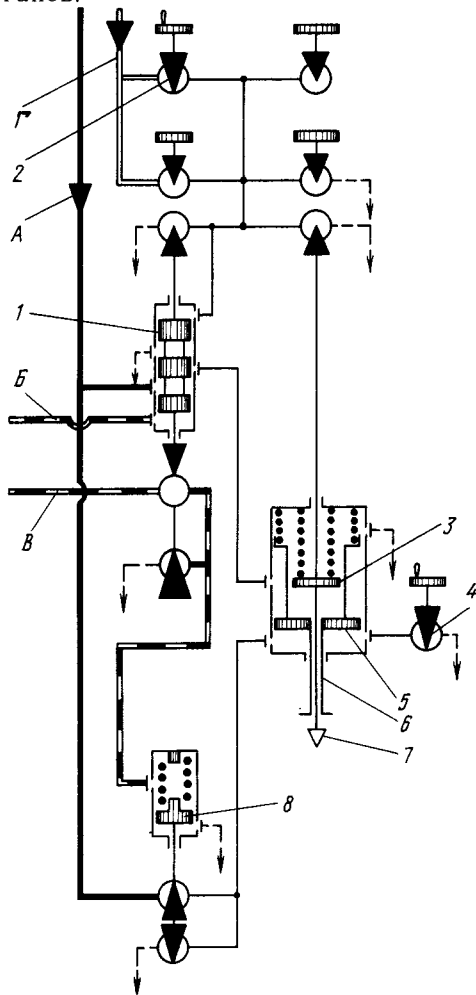


Рис. 12.1. Схема включения расхаживающих устройств:

1 — золотник главного сервомотора; 2 — расхаживающее устройство (на полный ход) блока клапанов; 3 — главный сервомотор; 4 — расхаживающее устройство (на частичный ход); 5, 6 — сервомотор и шток стопорного клапана; 7 — регулирующий клапан; 8 — золотник сервомотора стопорного клапана; А — линия силовой жидкости; Б — импульсная линия регулирования; В — линия защиты; Г — линия постоянного давления 1,2 МПа

Для расхаживания современные турбины оборудуют специальными расхаживающими устройствами.

На рис. 12.1 показана принципиальная схема включения расхаживающих устройств для блока комбинированных стопорно-регулирующих клапанов со штоками, расположенными друг в друге (см. рис. 4.32). При открытии дросселя расхаживающего устройства 2 жидкость под давлением поступает в полость над главным золотником 1. Золотник смещается вниз, соединяя полость под поршнем сервомотора регулирующего клапана 3 со сливом; в результате происходит закрытие регулирующего клапана 7. Золотник 1 имеет два дополнительных дросселя. Поэтому при своем движении вниз он с помощью первого дросселя сначала отсекает линию защиты В (чтобы не закрыть другие стопорные клапаны), а затем вторым дросселем соединяет верхнюю полость золотника 8 сервомотора со сливом. В результате полость под поршнем сервомотора 5 стопорного клапана соединяется со сливом и происходит его закрытие.

Таким образом, в результате воздействия на расхаживающее устройство 2 происходит последовательное закрытие регулирующего, а затем и стопорного клапана. При вращении расхаживающего устройства в обратную сторону будут последовательно открываться сначала стопорный, а затем регулирующий клапаны.

Устройства описанного типа позволяют расхаживать клапаны на полный ход. *Правила технической эксплуатации предусматривают полное расхаживание регулирующих и стопорных клапанов перед пуском турбины.*

Для повышения надежности работы клапанов их обязательно подвергают *ежедневному частичному расхаживанию в определенных небольших пределах*, зафиксированных в инструкциях по эксплуатации.

На схеме, представленной на

рис. 12.1, частичное расхаживание штока стопорного клапана позволяет осуществить расхаживающее устройство 4. При открытии его дросселя падает давление под поршнем 5 сервомотора и он опускается вниз; при этом он перекрывает отверстия для выхода масла в своей рубашке, подобранные так, чтобы смещение сервомотора было лишь частичным. В результате движение поршня прекращается. При закрытии дросселя стопорный клапан возвращается в прежнее открытое положение.

Необходимо подчеркнуть, что несоблюдение правил эксплуатации по расхаживанию клапанов на практике приводило к серьезным заеданиям в клапанах. Часто несоблюдение требований регулярных расхаживаний мотивируют постоянной пульсацией клапанов. Однако при некоторых конструкциях клапанов при нарушениях связей между его деталями вибрирует только шток, а чашка клапана может оставаться неподвижной, свариваясь с прилегающими деталями. Поэтому расхаживания должны производиться в строгом соответствии с инструкцией по эксплуатации, с требуемой регулярностью и в пределах требуемого хода клапанов.

Проверка работы системы защиты

Стопорные, регулирующие и обратные клапаны являются исполнительными органами защиты, для успешной работы которой необходимо, чтобы и все другие элементы работали нормально. К ним в первую очередь относится автомат безопасности, срабатывающий при повышении частоты вращения на 10—12 % сверх номинальной. Для уверенности в нормальной работе автомата безопасности и всей цепочки от него до стопорных и регулирующих клапанов в систему регулирования вводят специальные устройства, позволяющие расхаживать бойки (или кольца) автомата

Масло к сервомоторам
автоматически затворов

Масло от золотника сервомотора

Натурное масло

Масло дополнительный
защиты

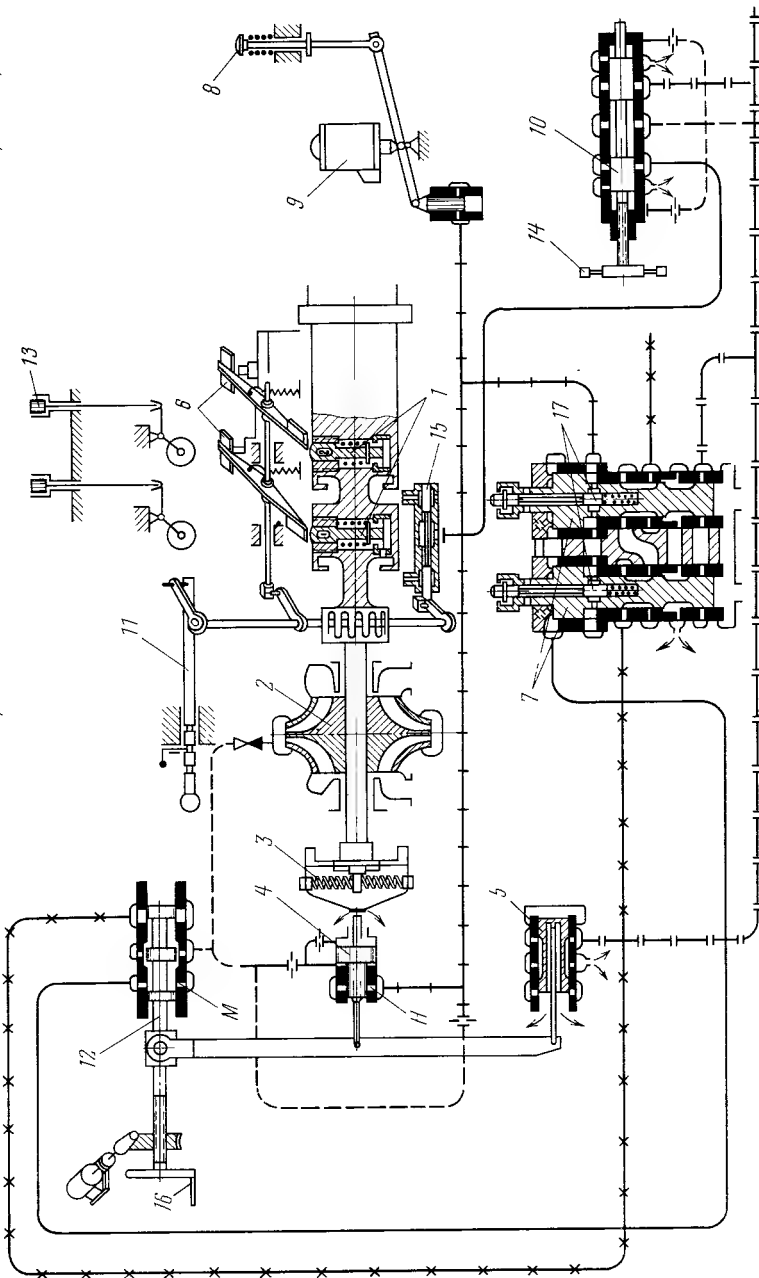


Рис. 12.2. Схема для испытания систем защиты турбин ЛМЗ от разгона:

1 - автомат безопасности; 2 - главный масляный насос; 3 - регулятор частоты вращения; 4 - дифференциальный поршень следящего сервомотора; 5 - проточный золотник регулятора частоты вращения; 6 - рычаги автомата безопасности; 7 - золотники автомата безопасности; 8 - кнопка ручного выключения; 9 - электромагнитный выключатель; 10 - золотник опробования автомата безопасности; 11 - устройство для смещения рычагов; 12 - золотник управления; 13 - указатели срабатывания бойков; 14 - маховичок управления проверкой автомата безопасности; 15 - золотник подвода масла к бойкам; 16 - маховик управления; 17 - предвключенный золотник

безопасности и проверять всю систему в целом.

На рис. 12.2 показана схема защиты от разгона с такими устройствами, типичная для турбин ЛМЗ. Для расхаживания бойков без превышения частоты вращения сверх номинальной в сверлении под бойки (см. рис. 4.36) подается масло специальным золотником. На боек, погруженный в масло, начинает действовать выталкивающая сила (в соответствии с законом Архимеда), которая, складываясь с центробежной силой бойка, преодолевает усилие пружины и выталкивает боек при номинальной частоте вращения. При использовании кольцевого автомата безопасности (см. рис. 4.37) масло подается в специальные пазухи в кольцах, за счет чего происходит их дополнительное утяжеление и смещение при номинальной частоте вращения.

Перед расхаживанием какого-либо из бойков с помощью устройства для смещения рычагов (см. рис. 12.2) рычаги автомата безопасности смещаются так, чтобы проверяемый боек не ударил по рычагам при вылете и не вызывал посадки стопорного клапана (для турбин с одним стопорным клапаном). Одновременно со смещением рычагов автомата безопасности золотник подвода масла к бойкам сдвигается так, что масло подводится только к проверяемому бойку. После такой подготовки золотник опробования автомата безопасности смещается маховичком влево и масло под давлением поступает к проверяемому бойку и вызывает его вылетание. Это фиксируется соответствующим указателем срабатывания бойков.

Для возврата бойка в исходное положение достаточно вернуть золотник опробования автомата безопасности в исходное положение, поскольку масло постепенно вытечет из расточки бойка.

Все современные турбины имеют устройства для проверки работы не только бойков или колец, но и

всей цепочки защиты от бойков до стопорных и регулирующих клапанов при номинальной частоте вращения на холостом ходу или под нагрузкой.

Регулярность проверки работы системы защиты при номинальной частоте вращения регламентируется заводом — изготовителем турбины. Правила технической эксплуатации предусматривают такую проверку после разборки системы регулирования, имеющей общие маслопроводы с системой защиты, после длительной стоянки (более 1 мес), когда может произойти коррозия деталей автомата безопасности и золотников, и после 4 мес эксплуатации.

Самой надежной проверкой системы защиты является разгон турбины до частоты срабатывания автомата безопасности. Такая проверка, связанная с увеличением напряженности деталей в 1,2—1,5 раза, представляет определенную опасность для турбины и поэтому должна производиться с регулярностью, предусмотренной заводом-изготовителем. Однако как минимум ПТЭ предусматривают эту проверку после разборки автомата безопасности и последующей его настройки, перед испытанием турбины на сброс нагрузки (см. ниже) и после длительного простоя турбины.

Для возможности плавного разгона турбины систему защиты снабжают специальным золотником, позволяющим плавно изменять давление в импульсных линиях и тем самым управлять перемещением регулирующих клапанов.

Пример 12.1. На схеме, показанной на рис. 12.2, в результате перемещения золотника опробования автомата безопасности вправо можно подавать масло под давлением в импульсную линию, что эквивалентно понижению частоты сети и требованию ее повышения. При этом регулирующие клапаны будут открываться и частота вращения будет увеличиваться.

При срабатывании системы защиты и закрытии стопорных и регулирующих клапанов обязательно

проверяется закрытие обратных клапанов на линиях отборов и стопорных клапанов (заслонок) после СПП для турбин насыщенного пара.

Испытания системы регулирования

Для проверки состояния системы регулирования ПТЭ требуют ежегодно снимать статическую характеристику. Непосредственно получить ее в виде зависимости между P , и n (см. рис. 4.14) на турбине, работающей параллельно с другими турбоагрегатами на общую электрическую сеть, невозможно, так как частота сети изменяется очень мало (менее чем на 0,2 Гц). Поэтому ее определяют косвенным путем — путем построения после получения опытных характеристик отдельных элементов системы регулирования. К таким характеристикам относятся, например, зависимости мощности турбины от смещения главного сервомотора, смещения сервомотора от смещения датчика частоты вращения (например, золотника регулятора частоты вращения), смещения датчика частоты вращения от частоты вращения и др. Анализ полученных характеристик и статической характеристики системы регулирования позволяет установить основные параметры системы (степень неравномерности и степень нечувствительности) и дефектные звенья, вызвавшие ухудшение статической характеристики за время эксплуатации.

Снятие статической характеристики обязательно проводится перед капитальным ремонтом (для определения необходимых ремонтных работ по системе регулирования), после капитального ремонта (для определения качества проведенных работ и настройки системы) и после реконструкции системы регулирования.

При выявлении существенных изменений статической и динамических характеристик системы регулирования турбина испытывается на

полный сброс нагрузки с отключением электрического генератора от сети. Во время испытаний путем осциллографирования фиксируют частоту вращения ротора, смещение основных элементов системы регулирования (золотников, сервомоторов, клапанов) и давлений в характерных точках системы. Анализ осциллограмм позволяет выявить недостатки отдельных звеньев и узлов системы и наметить пути их исправления.

Пример 12.2. На рис. 12.3 показана осциллограмма сброса полной нагрузки турбины К-200-130 ЛМЗ, схема регулирования которой приведена на рис. 6.7. Видно, что через 0,03 с после отключения генератора от сети в работу вступает золотник регулятора частоты вращения, а через 0,1 с — промежуточный золотник. Одновременно с этим в работу вступает дифференциатор, который возвращается к своему прежнему положению через 0,7 с после сброса нагрузки. Запоздывание начала закрытия регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД составляет 0,2 с, и к этому времени частота вращения турбоагрегата возрастает до 51 1/с, т. е. на 2 %. Через 0,5 с клапаны ЦСД закрываются полностью, а ЦВД — почти полностью, и в этот момент частота вращения достигает 52 1/с, т. е. возрастает на 4 %. Спустя 1 с после сброса

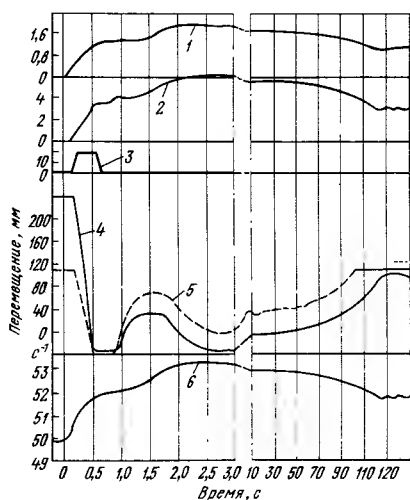


Рис. 12.3. Осциллограмма сброса полной нагрузки турбины К-200-130 ЛМЗ:

1 — перемещение золотника регулятора частоты вращения; 2 — перемещение промежуточного золотника; 3 — перемещение золотника дифференциатора; 4, 5 — перемещения поршней сервомоторов регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД; 6 — частота вращения

регулирующие клапаны идут на открытие, затем — опять на закрытие, выходя примерно через 2 мин на новое стационарное состояние. Максимальный заброс частоты вращения равен 53,4 1/с, т. е. составляет 6,8 %. После выхода турбины на холостой ход частота вращения турбины в соответствии со статической характеристикой равна 51,8 1/с.

При сбросе нагрузки автомат безопасности не должен срабатывать, т. е. заброс частоты вращения должен быть меньше, чем уровень настройки автомата безопасности. Если при испытании на сброс нагрузки происходит срабатывание автомата безопасности и стопорные клапаны прекращают доступ пара в турбину вместо ее перевода на холостой ход, то требуется настройка системы регулирования и защиты.

12.3. ОБСЛУЖИВАНИЕ СИСТЕМЫ МАСЛОСНАБЖЕНИЯ И СМАЗКИ

О важности четкой работы систем маслоснабжения и смазки говорилось выше (см. § 3.6 и 4.1). Ее надежность обеспечивается тщательным уходом за всем оборудованием и внимательным наблюдением за параметрами, характеризующими работу. В инструкциях по эксплуатации обязательно указывается давление в системе регулирования, смазки и на всасывающей стороне масляных насосов.

Для нормальной работы турбины должен правильно функционировать масляный бак, обеспечивая длительную сохранность масла, отделение воздуха, шлама и твердых частиц от поступающего в него масла (см. § 4.1). Уровень масла в баке должен соответствовать требованиям инструкции по эксплуатации и проверяться с предусмотренной регулярностью (обычно 1 раз в смену). Одновременно необходимо следить за исправностью сигнализации о минимально допустимом уровне и разностью уровней в грязном и чистом отсеках масляного бака.

При значительном загрязнении сеток фильтров уменьшается давление масла в системе и увели-

чивается нагрев масла в подшипниках. Иногда это приводит к более серьезным последствиям. Обычно сетки фильтров извлекаются поочередно 1 раз в неделю, продуваются сухим воздухом. Однако в период после монтажа или капитального ремонта, при которых в масляную систему могут быть внесены загрязнения, чистка сеток должна быть более частой, а контроль за работой масляного бака — более внимательным.

Для уверенной работы системы маслоснабжения должны подвергаться регулярной проверке резервные и аварийные масляные насосы и устройства их автоматического включения с частотой 2 раза в месяц. Кроме того, их проверяют перед каждым пуском и остановкой турбины.

Реле давления подсоединяется к напорному маслопроводу, на котором установлен вентиль, позволяющий изменять давление масла, поступающего к реле давления, без изменения давления в системе смазки. Таким образом можно проверять включение резервных и аварийных насосов на работающей турбине.

Качество работы маслоохладителей проверяется по разности давлений на входе и выходе по маслу и охлаждающей воде и по нагреву охлаждающей воды и охлаждению масла. Если при неизменном расходе охлаждающей воды перепад давлений по маслу и температура масла на выходе из маслоохладителя растут, то это говорит о засорении маслоохладителя и необходимости его чистки. В этом случае обычно подключают резервный маслоохладитель, а загрязненный направляют в чистку. Эту операцию необходимо выполнять очень внимательно, помня, что неправильные действия могут повлечь за собой отключение турбины или аварии подшипников.

В каждой инструкции оговариваются минимально допустимые значения уровня масла в баке, максимально допустимые температуры на

выходе из маслоохладителя (обычно 40—45 °С) и из подшипников (обычно 60—65 °С). При выходе значений одного из этих параметров за предельные, а тем более при одновременном нарушении нескольких предельных значений положение на турбине рассматривается как аварийное и машинист турбины должен действовать в соответствии с противоаварийной инструкцией.

Химическая лаборатория электростанции должна регулярно проводить анализ эксплуатируемого масла, чтобы вовремя производить его регенерацию и замену.

12.4. НАБЛЮДЕНИЕ ЗА РАБОТАЮЩЕЙ ТУРБИНОЙ

В первую очередь наблюдению подлежат те параметры, выход которых за допустимые пределы угрожает надежной работе турбины.

К таким параметрам прежде всего относятся относительное удлинение ротора и его осевой сдвиг. При выходе этих параметров за допустимые пределы могут возникнуть задевания ротора о неподвижные детали.

При монтаже и ремонтах турбины ротор в корпусе устанавливают так, чтобы в рабочих условиях, когда эти детали прогреются, между ними были достаточно малые, но исключающие задевания зазоры. Размеры необходимых зазоров сначала рассчитывают при проектировании турбины, а потом уточняют при наладке головного образца турбины. Каждую турбину оборудуют измерителями относительного расширения ротора, и после наладки в инструкцию по эксплуатации заносят значения допустимых относительных удлинений каждого из роторов валопровода по отношению к своему корпусу.

Пример 12.3. Турбина К-160-130 ХТЗ имеет объединенный ЦВД-ЦСД и ЦНД (см. рис. 6.32). Относительное смещение ротора ЦВД допускается в пределах от +5,5 до -3 мм, т. е. допускается его удлинение по отношению к корпусу не более чем на

5,5 мм и укорочение не более чем на 3 мм. Для ротора ЦНД относительное смещение не должно выходить за пределы $+8 \div -3,5$ мм.

Пример 12.4. Турбина К-200-130 ЛМЗ (см. рис. 6.5) допускает относительное смещение ротора ЦВД-ЦСД в пределах от +4 до -1 мм, ротора ЦНД — в пределах от +4,5 до -2,5 мм.

Значение и направление осевого сдвига ротора позволяют контролировать состояние колодок упорного подшипника, на которых работает валопровод. Поэтому на каждой турбине предусматривается измерение смещения гребня упорного подшипника.

Пример 12.5. Предельный осевой сдвиг ротора турбины К-200-130 ЛМЗ составляет в сторону генератора 1,2 мм, а в сторону ЦВД 1,7 мм.

Особенно внимательно за осевым удлинением ротора необходимо следить при всевозможных изменениях режима, когда изменяются температуры в проточной части, при пусках и остановках. Поэтому после каждого изменения режима следует внимательно прослушивать турбину стетоскопом для обнаружения возможных задеваний.

Внимательное наблюдение за вибрацией, которая не должна выходить за допустимые пределы, позволяет своевременно обнаружить задевания (см. § 10.3).

Параметры пара перед турбиной, после промежуточного перегрева и внутри турбины должны поддерживаться в требуемых пределах, а в случае отклонений обслуживающий персонал должен действовать в соответствии с инструкцией по эксплуатации и противоаварийной инструкцией. Влияние начальных параметров пара и параметров промежуточного перегрева на надежность и экономичность подробно рассмотрено в гл. 9. Поддержание давлений в контрольных точках турбины позволяет избежать перегрузки колодок упорного подшипника при отложениях в проточной части (см. ниже) или затекать проточной части отдельных ступеней (см. пример 11.9). В эксплуатационной инструк-

ции обязательно указываются давления при нормальной работе и их предельные повышения в камере регулирующей ступени и камерах отборов при различных нагрузках турбины. Например, для турбины К-160-130 ХТЗ нормальное давление в камере регулирующей ступени при мощности 160 МВт составляет 9,2 МПа, а предельно допустимое давление равно 10,6 МПа. Постепенное увеличение давления в проточной части говорит о необходимости промывки турбины для удаления отложений (см. ниже) или о других неполадках в проточной части.

Экономичная работа турбины с конденсацией пара возможна только при хорошей работе конденсационной установки (см. § 9.6). В инструкции по эксплуатации оговариваются нормальный вакуум, нормальный нагрев охлаждающей воды в конденсаторе, температурный напор и переохлаждение конденсата для широкого диапазона работы. Оценить более точно качество работы конденсационной установки можно с помощью нормативных характеристик (см. рис. 9.15), составленных на основании обобщения результа-

тов нескольких испытаний конденсационных установок.

Ухудшение работы конденсационной установки связано чаще всего с загрязнением трубок, дефицитом охлаждающей воды, неплотностью вакуумной системы турбоустановки, части турбины, работающей под разрежением, конденсатора и ПНД.

Особенно внимательно необходимо следить за работой уплотнений.

На рис. 12.4 показана полная схема трубопроводов уплотнений мощной трехцилиндровой турбины с промежуточным перегревом пара и восемью подогревателями. Камеры 1 всех уплотнений связаны с паровым пространством вакуумного сальникового подогревателя, в который отсасывается смесь подсосываемого из машинного зала атмосферного воздуха и уплотняющего пара, подаваемого в камеру 2 под небольшим избыточным давлением. Этих мер достаточно для отсечки внутренних полостей ЦНД, в которых во время работы поддерживается вакуум, от атмосферы, а также для предотвращения утечки пара из ЦВД и со стороны высокого давления ЦСД

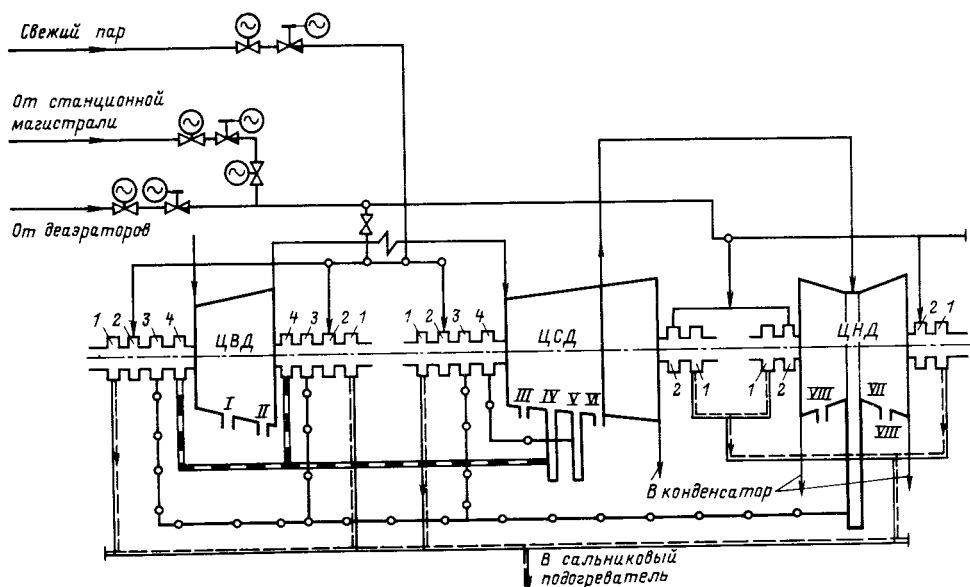


Рис. 12.4. Схема трубопроводов уплотнений мощной турбины

к уплотнениям подшипников, грозящей обводнением масла. Камеры 3 связаны с трубопроводом отбора, в котором также вакуум. Отсосы 4 заведены в другой отбор.

При нормальной работе турбины пар на уплотнении подается из уравнительной линии деаэраторов; его давление поддерживается регулятором. В ЦВД и ЦСД уплотняющий пар проходит из камеры 2 в камеру 1, куда поступает и некоторое количество атмосферного воздуха. В ЦНД уплотняющий пар проходит как в камеру 1, так и внутрь цилиндра. Из камеры 1 паровоздушная смесь направляется в сальниковый подогреватель, в котором пар конденсируется, отдавая теплоту конденсации питательной воде, а воздух удаляется в атмосферу.

При неправильной работе уплотнений, когда в уплотнительные камеры 2 подается пар слишком большого давления, происходит выброс избыточного пара из камер 1, который частично может проникать в корпуса подшипников, вызывая обводнение масла и его порчу. Наоборот, при недостаточном давлении уплотнительного пара атмосферный воздух имеет возможность проникать в ЦНД, приводя к ухудшению вакуума в конденсаторе.

Важное значение для экономической и надежной работы турбоустановки имеет наблюдение за системой регенеративного подог

рева питательной воды.

Недостаточный подогрев питательной воды приводит к перерасходу топлива. Работа турбоустановки без включенных ПВД допускается только в крайних случаях и только при снижении нагрузки. Работа без включенных ПНД для многих турбоустановок вообще недопустима из-за плохой работы деаэратора при поступлении в него недостаточно нагретого конденсата.

Непрерывно должен контролироваться уровень конденсата греющего пара в паровом пространстве подогревателей для исключения возможности их переполнения и выброса воды в турбину (см. § 11.1). Не реже 1 раза в неделю необходимо проверять защиту ПВД от переполнения (см. § 5.3). Эффективность работы подогревателей оценивается по температурному напору δt в подогревателе (по разности температуры насыщения, отвечающей давлению греющего пара, и температуры конденсата, покидающего подогреватель). Нормально, когда в ПНД $\delta t = 2 \div 3^\circ\text{C}$, а для ПВД $\delta t = 1 \div 1,5^\circ\text{C}$. Часто, однако, эти значения гораздо больше. Увеличение температурного напора в ПНД обычно связано с загрязнением трубной системы и ухудшением вакуума, а в ПВД — с протоком некоторого количества питательной воды по обводной линии (см. рис. 5.47), а в некоторых случаях — и с плохой конструкцией подогревателей.

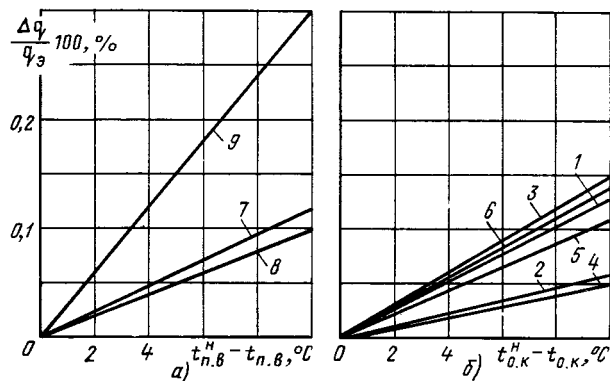


Рис. 12.5. Влияние недогрева питательной воды в ПВД (а) и основного конденсата ПНД (б) турбоустановки К-300-240 ХТЗ на удельный расход теплоты (цифрами обозначены номера подогревателей по ходу конденсата и питательной воды)

На рис. 12.5 показано влияние недогрева питательной воды и основного конденсата в регенеративных подогревателях по сравнению с расчетным на увеличение удельного расхода теплоты q_3 для турбоустановки К-300-240 ХТЗ. Видно, что ухудшение работы подогревателей, приводящее к недогреву питательной воды в некотором подогревателе всего на 1°C , приводит к повышению удельного расхода теплоты в среднем примерно на 0,01 %.

12.5. ОТЛОЖЕНИЯ В ТУРБИНАХ И БОРЬБА С НИМИ

В паре, поступающем в турбину, всегда содержится определенное количество солей и окислов.

В результате коррозии внутренних стальных поверхностей нагрева и трубопроводов в конденсатном тракте образуются окислы железа. Контакт кислорода с трубками ПНД, изготовленными из цветных металлов на основе меди, приводит к появлению в питательной воде окислов меди. Разложение органических примесей, содержащихся в питательной воде, приводит к появлению нитритов и нитратов, которые усиливают коррозию. Значительное количество различных солей и окислов попадает в тракт с присосами циркуляционной воды в конденсаторе, с добавками химически очищенной воды и т. д.

Образующиеся соли и окислы при некоторых условиях оседают на внутренних поверхностях турбинной си-

стемы котла и проточной части турбины. В первом случае возникает опасность пережога трубок котла из-за ухудшенного теплосприятия от факела в топке, а во втором случае происходит занос проточной части турбины.

На рис. 12.6 показаны состав и количество образующихся отложений по ступеням турбины К-300-240 ЛМЗ одного из блоков Черепетской ГРЭС. Отложения в турбине приводят к снижению ее мощности, и их требуется регулярно удалять.

Пример 12.6. На одной из ГРЭС максимальная мощность блоков 160 МВт снижалась за 2—3 мес до 120 МВт. При вскрытии турбины обнаружено, что толщина отложений в среднем составляла 1,5—2 мм, а в некоторых ступенях достигала 3 мм.

На другой ГРЭС через 2 мес эксплуатации максимальная мощность двух блоков 200 МВт упала до 160—170 МВт. Отложения в проточной части достигали 5 мм. На одной из турбин в результате плохой предпусковой промывки уже через 6 дней максимальная мощность снизилась до 170 МВт.

Поддержание максимальной мощности турбины на прежнем уровне на некоторых турбинах может быть достигнуто путем переоткрытия регулирующих клапанов (по сравнению с их открытием при чистой проточной части). Однако такой метод поддержания мощности недопустим, во-первых, из-за возрастания давления во всех ступенях, что увеличивает осевое усилие на колodки упорного подшипника, и, во-вторых, из-за низкой экономичности турбины с занесенной проточной частью. Занос турбины кроме

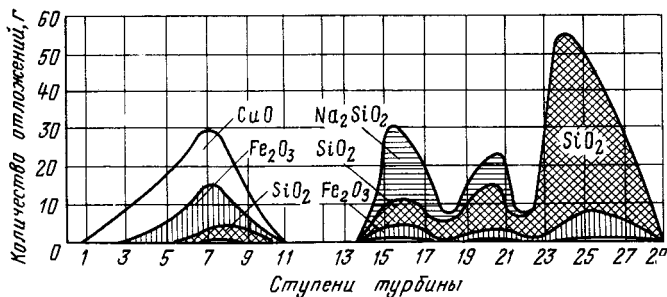


Рис. 12.6. Отложения и их состав по ступеням турбины К-300-240 ЛМЗ блока № 5 Черепетской ГРЭС

снижения экономических показателей приводит к снижению надежности лопаточного аппарата и турбины в целом.

Вследствие того, что сопловые каналы диафрагм и каналы рабочих лопаток заносятся неодинаково, это часто приводит к повышению степени реакции занесенных ступеней, влечет за собой перераспределение теплоперепадов в ступенях. Постепенный занос проточной части отложениями сопровождается двумя характерными явлениями: *возрастанием давлений в ступенях турбины и повышением температуры баббитовой заливки колодок упорного подшипника* при сохранении неизменными мощности турбины и начальных и конечных параметров пара. Для контроля степени заноса используют показания манометров, измеряющих давления в проточной части.

Для предотвращения заноса проточной части турбины ПТЭ предусматривается вполне определенное количество соединений натрия и кремниевой кислоты в паре, поступающем к турбине. Допустимое количество примесей в паре определяется назначением установки, ее начальными параметрами и применяемым типом котла.

К качеству пара блочных установок на сверхкритические параметры пара и вообще конденсационных электростанций предъявляются более жесткие требования, чем к качеству пара на ТЭЦ. Это связано, с одной стороны, с ухудшенным качеством питательной воды на ТЭЦ из-за больших добавок химических очищенной воды и, с другой стороны, со значительными количествами отбираемого пара, с которыми часть загрязнений уносится и не попадает в хвостовые отсеки турбины, где реализуются условия для их выпадения. Кроме того, загрязнение мощных энергетических блоков на сверхкритических параметрах приводит к большим экономическим потерям, чем занос сравнительно небольших турбоагрегатов на ТЭЦ.

При малых начальных давлениях (до 4 МПа) нормируется только содержание солей натрия, при давлениях от 4 до 10 МПа — содержание солей натрия и кремниевой кислоты. При больших давлениях вводится косвенное нормирование (по качеству питательной воды) содержания соединений железа и меди. Это связано с тем, что при повышении давления резко растет растворимость в паре

этих солей, которые выпадают обычно в ЦВД турбины (см. рис. 12.6) при снижении давления. Загрязнение ЦВД особенно опасно, так как даже при слабом заносе относительно уменьшение проходных сечений ЦВД оказывается относительно большим; кроме того, и абсолютное изменение осевого усилия также оказывается большим из-за больших абсолютных давлений.

Качество свежего пара определяется целым рядом факторов, главными из которых являются качество поступающей в котел питательной воды и условия образования окислов в самом котле и в его конструкциях. В блоках с прямоточными котлами вывод солей из цикла осуществляется в фильтрах конденсатоочистки, а с барабанными продувкой котловой воды из солевых отсеков барабана и промывкой насыщенного пара в барабане.

Анализ состава отложений показывает, что часть из них хорошо растворяется в конденсате и влажном паре. Поэтому для очистки турбины от растворимых солей можно использовать промывку влажным паром. Внедрение этого метода показало, что его можно использовать, не только не останавливая турбину и не вскрывая ее, но даже и не снимая полностью ее нагрузку.

Вместе с тем следует отметить, что *промывка является очень ответственной операцией* и даже небольшие отклонения в режиме могут привести к серьезным последствиям.

При промывке турбина работает влажным паром, и поэтому ее теплоперепад значительно меньше обычного. Следовательно, для того чтобы сохранить ее мощность неизменной, потребовалось бы увеличить расход пара через турбину сверх номинального. Это неизбежно привело бы к росту осевого усилия на упорный подшипник и к его разрушению. Поэтому *промывку всегда ведут при сниженной нагрузке*.

Увлажненный пар перед турбиной **неблочного типа** получают путем подачи в паропровод конденсата с помощью специального распыляющего устройства. Отсутствие перегрева пара вызывает опасность заброса в турбину воды со всеми вытекающими последствиями.

Интенсивность теплообмена влажного пара с деталями турбины значительно выше, чем перегретого. Поэтому при резких отклонениях в режиме промывки по температуре и расходу пара в деталях турбины будут возникать большие температурные напряжения, вызывающие опасность появления трещин.

Сам процесс перехода турбины с работы на перегретом паре номинальных параметров на режим промывки требует постепенности, с тем чтобы не вызвать в деталях турбины высоких температурных напряжений или значительных несогласованных деформаций вращающихся и неподвижных деталей.

В процессе промывки, длительность которой может достигать 10—14 ч, химическим цехом электростанции постоянно ведется анализ конденсата, чтобы определить момент полной очистки турбины.

Вымывание растворимых солей из проточной части турбины приводит к общему разрыхлению отложений и их растрескиванию. Поэтому вместе с растворимыми солями механическим путем удаляется и часть нерастворимых в воде солей.

Промывка турбин **блочного типа** имеет целый ряд особенностей.

Первая особенность заключается в том, что промывку ведут обязательно при полностью открытых клапанах и при сниженном давлении пара перед турбиной при примерно 30 %-ной нагрузке турбины. Выход на режим промывки является очень ответственной операцией и должен производиться в строгом соответствии с инструкцией. Особенно важно это для блоков сверхкритического давления, толщина элементов которых (паропроводов, арматуры, стенок корпусов, роторов и т. д.) значительна, и поэтому их быстрое расхолаживание приводит к целому ряду нежелательных явлений: возникновению высоких температурных напряжений, цикличе-

ское повторение которых приводит к возникновению трещин; короблению деталей, в частности фланцевых разъемов, которые заносятся солями, после чего невозможно обеспечить их плотность; быстрому относительному сокращению ротора, вызывающему опасность осевых задеваний, и т. д. Поэтому максимальная скорость снижения температуры пара перед турбиной обычно составляет 0,2—0,25 К/мин, а перед ЦВД примерно вдвое выше (так как толщина стенок элементов здесь меньше).

Другая особенность промывки блочных турбин связана с подогревом в промежуточном пароперегревателе пара, который поступает из ЦВД. Вымываемые из ЦВД растворимые отложения могут оседать в пароперегревателе, нанося блоку гораздо больший урон, чем если бы эти отложения находились в ЦВД: в этом случае может произойти пережог трубок пароперегревателя, в то время как занос только снижает мощность блока. Поэтому в процессе промывки турбины необходимо контролировать солесодержание пара перед и за ЦВД, перед и за промежуточным пароперегревателем, перед ЦСД и в конденсате отработавшего пара.

Третья особенность промывки блочных турбин связана с повышенной способностью пара закритического давления к растворению солей железа и меди. Пар более низких параметров практически не растворяет эти соли, и поэтому при отсутствии уноса капель воды из барабана эти соли не попадают в проточную часть турбины. Пар же закритического давления растворяет эти соли в большом количестве, а при снижении давления пара до давления в ЦВД они выпадают в проточной части. При этом они не растворяются во влажном паре и удалить их с помощью водной промывки невозможно. Правда, их частичное удале-

ние все-таки происходит, в основном за счет механического дробления и выноса паром вместе с растворимыми соединениями.

Для удаления солей меди и железа требуются химические промывки, при которых во влажный пар вводят химические реагенты, чаще всего гидразин N_2H_4 или пиперидин C_5H_{11} , которые превращают нерастворимые соли в рыхлые, легко смываемые отложения. Поэтому промывка блочных турбин ведется в следующем порядке: сначала ведется водная промывка для удаления всех водорастворимых соединений, затем химическая промывка для удаления нерастворимых в воде солей железа и меди и, наконец, опять водная промывка для удаления вводимых химических реагентов.

На рис. 12.7 показан ход удаления отложений при промывке турбины К-300-240 после примерно 5000 ч работы. Промывка проводилась при мощности турбины 40 МВт, давлении свежего пара 4,2—4,5 МПа и температуре 245—250 °С. Видно, что после стабилизации параметров промывки

в результате ввода реагентов (раствора аммонийных солей ЭДТА) резко увеличилась скорость выноса солей железа и меди. В присутствии солей ЭДТА отложения настолько размягчились, что простое повышение мощности (при одновременном увеличении начальных температуры и давления) привело к дополнительному выносу отложений. В результате химической промывки из ЦВД было удалено 2,7 кг оксидов железа и меди и 1,7 кг натрия и кремнекислоты, а из ЦСД и ЦНД — 1,5 кг натрия и кремнекислоты. На некоторых ТЭС считают, что такие промывки должны проводиться через каждые 4—6 тыс. ч даже при качестве питательной воды, удовлетворяющем нормам ПТЭ.

12.6. НЕПОЛАДКИ В РАБОТЕ КОНДЕНСАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ

К числу наиболее серьезных нарушений работы конденсационной установки следует отнести увеличение давления в конденсаторе и нарушение водяной плотности конденсатора.

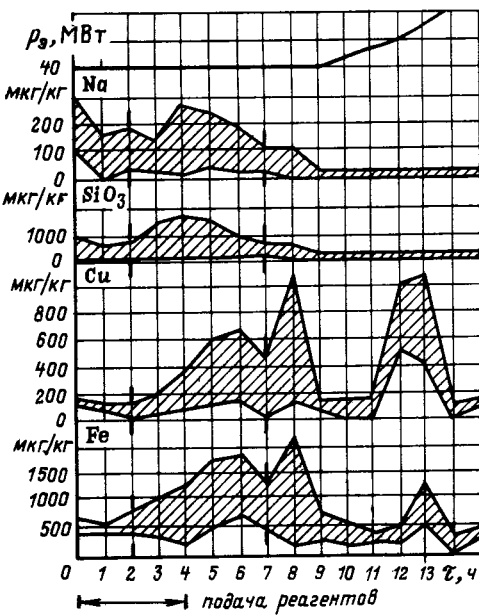


Рис. 12.7. Удаление отложений из ЦВД турбины по ходу промывки

Увеличение давления в конденсаторе

Причины увеличения давления в конденсаторе легко уяснить, анализируя формулу (9.5). Выше (§ 9.6) отмечалось, что температурный напор δt отражает совершенство теплопередачи от конденсирующегося пара к охлаждающей воде. Приведем без вывода формулу (вывод можно найти в [16]), связывающую температурный напор с параметрами работы конденсатора:

$$\delta t = \frac{\Delta t_B}{\frac{KF_n}{2,7 \cdot c_B \cdot W} - 1}, \tag{12.1}$$

где F_k — поверхность трубок конденсатора; K — коэффициент теплопередачи.

Коэффициентом теплопередачи называется количество теплоты, ко-

торая передается от горячего теплоносителя (в нашем случае — от пара) к холодному (в нашем случае — к охлаждающей воде) в единицу времени через единицу поверхности при разности температур теплоносителей 1 К. Поэтому измеряют коэффициент теплопередачи в Дж/(с·м²·К) или в Вт/(м²·К). Он учитывает сопротивление переходу теплоты от пара к наружной поверхности трубок, через стенку трубок и от внутренней поверхности трубок к охлаждающей воде и поэтому характеризует интенсивность передачи теплоты от пара к охлаждающей воде. Чем больше коэффициент теплопередачи, тем выше интенсивность теплопередачи. При этом следует иметь в виду, что речь идет о местных значениях: например, для первых рядов трубок, встречающих поток пара из переходного патрубка, коэффициент теплопередачи может быть в несколько раз больше, чем для трубок воздухоохладителя. В практических расчетах и при анализе используют значение коэффициента теплопередачи, среднее для всех трубок, обычно не оговаривая, что именно оно имеется в виду.

Наиболее надежно коэффициент теплопередачи определяется из испытаний конденсатора. Как следует из формулы (12.1),

$$K = 2,3 \frac{c_b W}{F_k} \lg \left(1 + \frac{\Delta t_b}{\delta t} \right). \quad (12.2)$$

Поэтому если достаточно точно измерить или рассчитать по уравнению теплового баланса расход воды, ее температуру на входе и выходе из конденсатора и давление пара в конденсаторе, то можно определить коэффициент теплопередачи.

Пример 12.7. При испытаниях конденсатора получено, что давление в нем составляет $p_k = 3,5$ кПа. Поверхность конденсатора $F_k = 15\,000$ м². Расход охлаждающей воды $W = 35\,000$ м³/ч, температура на входе в конденсатор $t_{b1} = 12^\circ\text{C}$, на выходе $t_{b2} = 20^\circ\text{C}$. Определим коэффициент теплопередачи.

По табл. 1.1 и давлению p_k находим температуру конденсации $t_s = 26,7^\circ\text{C}$. Нагрев воды в конденсаторе $\Delta t_b = t_{b2} - t_{b1} = 20 - 12 = 8^\circ\text{C}$. Температурный напор $\delta t = t_s - \Delta t_b - t_{b1} = 26,7 - 8 - 12 = 6,7^\circ\text{C}$.

Коэффициент теплопередачи определим по формуле (12.2):

$$K = 2,3 \frac{4,19 \cdot 35\,000 \cdot 10^3}{3600 \cdot 15\,000} \lg \left(1 + \frac{8}{6,7} \right) = 2134 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Из формул (9.5) и (12.1) имеем

$$t_s = t_{b1} + \Delta t_b + \frac{\Delta t_b}{\frac{K F_k}{2,7 \frac{c_b W}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} - 1}}, \quad (12.3)$$

где [см. соотношение (9.6)]

$$\Delta t_b = \frac{G_k (h_k - h'_k)}{c_b W}. \quad (12.4)$$

Два последних соотношения позволяют проанализировать причины повышения давления в конденсаторе, которое в одних случаях может быть стремительным, быстрым, а в других постепенным.

Стремительное повышение давления чаще всего вызывается прекращением или существенным уменьшением расхода охлаждающей воды. Из соотношения (12.3) видно, что с уменьшением расхода охлаждающей воды увеличивается ее нагрев Δt_b и уменьшается коэффициент теплопередачи из-за уменьшения скорости воды в трубках конденсатора. В свою очередь уменьшение расхода охлаждающей воды связано чаще всего или со срывом сифона (см. § 5.1), или с неполадками в работе циркуляционных насосов. Срыв сифона чаще всего возникает при малом расходе охлаждающей воды и неполном заполнении ею сливного трубопровода. При этом создаются условия для скопления воздуха в верхней части водовода, обрыва струи воды и прекращения ее подачи в конденсатор. Характерный признак срыва сифона — отсутствие давления воды в сливных водоводах при номинальном давлении в напорных водоводах. Характерным признаком существенного уменьшения подачи охлаждающей воды из-за неполадок или отключения циркуляционных насосов является снижение давления в напорных водоводах.

При стремительном увеличении давления в конденсаторе необходимо быстро разгрузать турбину (см. § 9.6), для того чтобы не допустить разогрева выходного патрубка и расцентровки турбины. При повышении

давления до уровня, предусмотренного инструкцией по эксплуатации (обычно примерно до 15 кПа), турбину необходимо остановить аварийно. Эти операции (разгрузка и аварийный останов) на турбинах большой мощности осуществляются автоматически.

Быстрое увеличение давления в конденсаторе обычно связано с затоплением нижней части трубного пучка. В этом случае поверхность охлаждения уменьшается, часть охлаждающей воды, идущей через эти трубки, исключается из работы и поэтому нагрев охлаждающей воды [см. соотношение (12.4)] и температурный напор [см. соотношение (12.1)] увеличиваются, что приводит к быстрому возрастанию давления. Характерными признаками затопления трубного пучка являются непосредственное увеличение уровня конденсата в конденсаторе, наблюдаемое по указателю, а также выбрасывание из выхлопных труб эжектора воды, увлекаемой паром к месту отсоса.

При быстром увеличении давления следует, выполняя все обычные операции, диктуемые повышением давления в конденсаторе, пустить резервный конденсатный насос и затем проверить, а если необходимо, то отрегулировать работу регулятора уровня конденсата в конденсаторосборнике, а также конденсатного насоса.

Медленное повышение давления в конденсаторе является наиболее частой неполадкой. При анализе причин этого явления следует прежде всего убедиться, что это не связано с уменьшением температуры охлаждающей воды, поступающей к конденсатору. Как видно из соотношений (12.3) и (12.4), медленное повышение давления при неизменном расходе пара в конденсатор может происходить из-за постепенного уменьшения расхода охлаждающей воды и ухудшения теплопередачи (уменьшения K).

Наиболее частой причиной мед-

ленного повышения давления в конденсаторе является постепенное уменьшение расхода охлаждающей воды через его трубный пучок. Необходимо подчеркнуть, что даже небольшое уменьшение расхода охлаждающей воды приводит к существенным потерям экономичности: по данным Союзтехэнерго сокращение расхода на 10 % приводит к ухудшению вакуума в летнее время на 0,4 %, а в зимнее — на 0,2 %. Это соответствует примерно такой же потере экономичности турбоустановки на ТЭС и примерно в 2 раза большим потерям для турбоустановок АЭС с быстроходными турбинами.

Сильное влияние уменьшения расхода охлаждающей воды связано не только с увеличением ее нагрева, но и с уменьшением коэффициента теплопередачи из-за уменьшения скорости воды в конденсаторных трубках.

Уменьшение расхода охлаждающей воды через конденсатор происходит по двум основным причинам: 1) из-за увеличения гидравлического сопротивления циркуляционного тракта; 2) из-за снижения уровня воды во всасывающей камере.

Увеличение гидравлического сопротивления циркуляционного тракта связано с заносами водоочистительных устройств на водозаборе циркуляционной насосной, напорных водоводов и даже трубных досок конденсатора водной растительностью, мусором, илом, щепой и т. д., а также отложения различного характера на конденсаторных трубках конденсатора, уменьшения проходного сечения разбрызгивающих сопел градилен вследствие их засорения выпадающей из воды накипью и взвешенными частицами и некоторыми другими причинами.

Часто отрицательное влияние того или иного фактора является комплексным. Занос участка циркуляционного тракта до циркуляционного насоса приводит не только

к снижению расхода охлаждающей воды, но и к снижению давления на входе в насос; это может вызвать кавитацию, износ и разрушение насоса. Аналогичным образом занос трубок конденсатора отложениями не только вызывает снижение расхода охлаждающей воды, но и увеличивает сопротивление передаче теплоты от конденсирующего пара к охлаждающей воде из-за низкой теплопроводности отложений, что, как видно из формулы (12.1), приводит к увеличению температурного напора и давления в конденсаторе.

Обнаружить участок заноса сравнительно легко с помощью приборов, измеряющих давление: увеличение разности давлений во входном и выходном сечениях участка свидетельствует об увеличении гидравлического сопротивления. При заносе водоочистительных устройств на водозаборе, а также трубных досок конденсатора осуществляется их механическая чистка. В последнем случае половины конденсатора поочередно отключают, предварительно снижая нагрузку турбоагрегата соответствующим образом.

Характер загрязнений внутренней поверхности конденсаторных трубок зависит от типа водоснабжения и местных условий. Это могут быть органические слизистые отложения животных и растительных микроорганизмов, минеральные отложения, главным образом карбонаты кальция и магния, отложения взвешенных в воде веществ (глины, золы, песка и т. д.), выпадающих из воды при ее малой скорости протекания. Сложный характер отложений обуславливает различные методы борьбы с ними. Предпочтение следует отдавать профилактическим мероприятиям, не допускающим появления самих отложений (хлорирование, непрерывная очистка резиновыми шариками и т. д.). В тех случаях, когда соответствующие профилактические мероприятия не дают необходимого эффекта и давление в конденсаторе из-за загрязнения его тру-

бок возрастает на 0,5 кПа, производят чистку конденсатора. Выбор способа чистки определяется характером отложений.

При необходимости удалить накипь, прочно связанную со стенками трубок, применяют химические методы чистки с использованием различных кислот; при этом должно быть исключено их коррозионное воздействие на металл трубок. Для химической чистки создается специальная установка с циркулирующей моющей жидкостью. После химической чистки моющий раствор должен быть очищен, а остаток сожжен в топке энергетического котла. Химическая промывка длится несколько десятков часов.

Органические и илестые отложения удаляются с помощью термических методов. Одна из половин конденсатора отключается (с соответствующим снижением нагрузки турбины), трубные доски этой половины очищаются от мусора, а затем от калорифера в трубную систему подается горячий воздух с температурой примерно 50 °С. За 3—8 ч илестые и органические отложения высыхают, растрескиваются и отслаиваются от трубок. Затем они легко смываются циркуляционной водой. Сейчас в стадии промышленного освоения находится вакуумная сушка, при которой внутри конденсационных трубок создается разрежение (абсолютное давление примерно 10 кПа) с помощью основных и пусковых эжекторов, а нагрев отложений в трубках осуществляется теплотой из парового пространства конденсатора.

При невозможности удалить накипь кислотной промывкой используют механическую чистку щетинными ершами и резиновыми шариками, которые проталкиваются через трубки с помощью шомполов, водой или воздухом под давлением. Механическая чистка наиболее трудоемка и длительна.

Снижение расхода охлаждающей воды может происходить и вслед-

ствие понижения уровня воды во всасывающей камере при значительном загрязнении решеток и сеток, расположенных на входе в эту камеру. Связано это с тем, что при этом увеличивается высота, на которую необходимо поднять воду. Это требует большего напора насоса, который может быть создан только ценой уменьшения расхода охлаждающей воды.

Второй причиной постепенного повышения давления в конденсаторе является уменьшение коэффициента теплопередачи. При этом, как видно из формулы (12.1), увеличиваются температурный напор δt , температура и давление конденсации. Основными причинами уменьшения коэффициента теплопередачи являются:

1) *уменьшение интенсивности теплообмена со стороны охлаждающей воды* из-за уменьшения скорости в трубках вследствие уменьшения ее расхода;

2) *увеличение теплового сопротивления трубки* из-за появления отложений на стенках со стороны охлаждающей воды;

3) *ухудшение теплообмена со стороны пара* из-за увеличения содержания воздуха в конденсаторе.

Первые две причины рассмотрены выше. Увеличение содержания воздуха может произойти по двум основным причинам: из-за увеличения присоса воздуха в конденсатор вследствие нарушения работы уплотнений и нарушения плотности вакуумных соединений, а также нарушения работы эжектора.

Следует подчеркнуть, что как бы ни изменились присосы воздуха в конденсатор или как бы ни ухудшилась работа эжекторов, количества воздуха, поступившего в конденсатор и отсосанного эжектором, всегда будут совпадать. Однако для того чтобы отсосать большее количество воздуха или компенсировать ухудшение работы эжектора, необходимо повысить давление паровоздушной смеси на входе в эжектор.

А это автоматически увеличивает давление в конденсаторе.

Ухудшение работы эжектора чаще всего связано с уменьшением давления рабочего пара или воды, засорением сопл, плохой работой охладителей пара эжекторов, не обеспечивающей нормальной конденсации пара из отсасываемой паровоздушной смеси.

Нарушения водяной плотности конденсатора

Завод-изготовитель конденсатора в соответствии с условиями на поставку обязан обеспечить такую водяную плотность конденсатора, чтобы присосы охлаждающей воды не превышали 0,001 %. Это означает, что, например, для конденсатора турбины К-800-240-3 ЛМЗ расход охлаждающей воды составляет 73 000 м³/ч, а допустимый присос охлаждающей воды составляет всего 0,73 м³/ч. Определяют относительный присос охлаждающей воды с помощью измерения каких-либо примесей, например хлоридов или кремниевой кислоты, в конденсате за конденсатным насосом и в охлаждающей воде.

Если присос охлаждающей воды составляет ΔW , а концентрация примеси в ней c_0 , то количество примеси с присосанной циркуляционной водой составит $c_0 \Delta W$. С другой стороны, конденсатные насосы прокачивают расход $G = G_k + G_{др} + \Delta W$, где G_k — расход пара; $G_{др}$ — расход воды через дренажи. Если концентрация рассматриваемой примеси за насосом составляет c_n , то количество примесей в ней составит $c_n G$. Так как примесь, содержащаяся за насосом, поступила из охлаждающей воды, то $c_0 \Delta W = c_n (G_k + G_{др} + \Delta W)$, откуда $\Delta W =$

$$\frac{c_n}{c_0 - c_n} (G_k + G_{др}).$$

Относительный присос

$$\frac{\Delta W}{W} = \frac{c_n}{c_0 - c_n} \frac{G_k + G_{др}}{W}.$$

Следует подчеркнуть, что для работы турбоустановки имеет значение не столько водяная плотность конденсатора, сколько содержание

примесей на выходе из конденсатора, поскольку от этого зависит регенерационный цикл конденсатоочистки. Естественно, что при «чистой» охлаждающей воде допустимы большие присосы и наоборот. Поэтому хотя от завода-изготовителя конденсатора требуется определенная плотность, от эксплуатационного персонала требуется несколько другое: обеспечение определенной жесткости конденсата за конденсатором.

В процессе эксплуатации водяные неплотности могут возникать по следующим причинам: 1) из-за появления неплотностей в вальцовочных соединениях; 2) из-за механического и коррозионного повреждения конденсаторных трубок. Появление неплотностей в вальцовочных соединениях обычно связано с некачественным вальцеванием трубок, дефекты которого не обнаружены при гидравлической опрессовке конденсатора.

Механические повреждения конденсаторных трубок возникают вследствие попадания в конденсатор посторонних предметов (кусков разрушившихся лопаток, бандажей, стеллитовых напаек, проволок) и усталости материала трубок вследствие их поперечных колебаний. Интенсивные колебания трубок, приводящие к появлению кольцевых трещин, могут возникать вследствие резонанса либо автоколебаний. Источником резонансных колебаний чаще всего является недостаточно отбалансированный вибрирующий валопровод турбины или другой колеблющийся механизм. Автоколебания характерны для периферийных рядов трубок вследствие взаимодействия трубок с потоком пара, движущегося со скоростью, превышающей некоторое предельное значение.

Коррозионно-эрозионные повреждения наиболее характерны для конденсаторных трубок. Для латунных трубок характерно общее обесцинкование: в результате процесса коррозии из латуни в воду переходит цинк и на

внутренней поверхности трубки образуется слой красной губчатой меди, который постепенно углубляется, снижая механическую прочность трубки. При увеличении агрессивности охлаждающей воды общее обесцинкование может перейти в местное — пробочное обесцинкование, в результате которого в трубках образуются язвы и пробки из красной меди. В отличие от общего обесцинкования, которое может протекать 15—20 лет и более, скорость пробочного обесцинкования в несколько раз больше. В результате в трубках возникают свищи, через которые в паровое пространство конденсатора устремляется охлаждающая вода.

Ударная коррозия, или эрозионно-коррозионный износ, характерна для концов трубок, которые поступает с большой скоростью вода, содержащая песок, золу и другие абразивные вещества. Последние способствуют эрозионному разрушению защитной оксидной пленки на поверхности трубок, обеспечивая протекание процесса коррозии.

Медно-никелевые сплавы, применяемые для многих современных конденсаторов, подвержены язвенной коррозии, а при некоторых условиях — пробочному обесцинкованию.

Места присосов охлаждающей воды в паровое пространство обычно обнаруживают с помощью опрессовки на остановленной турбине. Для этого паровое пространство конденсатора заливают конденсатом выше линии соединения горловины конденсатора и выходного патрубка, а над зеркалом воды создают избыточное давление в 50—80 кПа воздуха (предварительно уплотняют торцы концевых уплотнений, закрываются атмосферные клапаны и клапаны на линиях отсосов паровоздушной смеси). При этих условиях производится осмотр трубных досок, предварительно высушенных сжатым воздухом. Для отыскания малых неплотностей в воду, заливаем-

мую в паровое пространство, подмешивают люминофор, который светится под действием ультрафиолетовых лучей.

Контрольные вопросы и задачи

1. Какие требования предъявляют ПТЭ к плотности стопорных и регулирующих клапанов?

2. В соответствии с ПТЭ работа турбины с неплотными обратными клапанами на линиях нерегулируемых отборов пара не допускается. Как следует поступить при неисправности обратного клапана и нежелательности останова турбины?

3. Назовите сроки проверок плотности стопорных, регулирующих и обратных клапанов.

4. Почему перед испытанием на сброс нагрузки обязательно проверяется плотность обратных клапанов?

5. С какой целью производится расхождение клапанов?

6. Турбина работает с ежесуточными остановами на ночь. Следует ли производить расхождение стопорных и регулирующих клапанов?

7. Назовите сроки частичного и полного расхождения клапанов.

8. Почему проверку автомата безопасности предпочитают производить с помощью специального устройства при номинальной частоте вращения вместо разгона турбины до частоты срабатывания автомата безопасности?

9. В каких случаях проверку системы защиты осуществляют путем разгона ротора до частоты вращения?

10. Для какой цели ежегодно снимают статическую характеристику регулирования?

11. В каких случаях производят испытание турбины на сброс нагрузки?

12. При испытаниях турбины на сброс нагрузки произошло закрытие стопорных клапанов. Требуется ли настройка системы регулирования и защиты?

13. Как контролируется качество работы маслоохладителя?

14. Почему допускаемое относительное удлинение ротора ЦНД турбины К-160-130 ХТЗ значительно больше, чем ротора

турбины К-200-130 ЛМЗ (см. примеры 12.3 и 12.4)?

15. Почему в инструкциях по обслуживанию всегда ограничивают значения давлений в проточной части турбины?

16. Почему требуется поддержание давления уплотняющего пара в очень узких пределах?

17. Каким образом проверяется качество работы регенеративных подогревателей?

18. Как влияют отложения в турбине на ее надежность и экономичность?

19. По каким признакам обнаруживается занос турбины отложениями?

20. Почему для турбин на сверхкритическое начальное давление требования к качеству пара более жесткие, чем для других ПТУ?

21. Почему промывку турбины ведут влажным паром?

22. Почему нельзя проводить промывку турбины при номинальной мощности?

23. Почему перевод турбины на режим промывки должен производиться плавно и постепенно?

24. Каковы особенности промывки блочных турбин?

25. Когда применяются химические промывки?

26. Что такое коэффициент теплопередачи? В каких единицах он измеряется?

27. Назовите причины стремительного увеличения давления в конденсаторе.

28. Что должен делать машинист турбины при повышении давления в конденсаторе?

29. Назовите причины быстрого повышения давления в конденсаторе.

30. Назовите причины медленного повышения давления в конденсаторе.

31. Как будут изменяться нагрев охлаждающей воды, температурный напор и давление в конденсаторе при заносе трубок отложениями?

32. Как будут изменяться нагрев охлаждающей воды, температурный напор и давление в конденсаторе при загромождении части трубок пробками из-за их неплотности?

33. Назовите причины уменьшения расхода охлаждающей воды.

34. Назовите причины ухудшения теплообмена в конденсаторе.

35. Назовите причины нарушения водяной плотности конденсатора.

ПУСК ТУРБИНЫ ИЗ ХОЛОДНОГО СОСТОЯНИЯ**13.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ПУСКОВ И ОСНОВНОЙ ПРИНЦИП ИХ ПРОВЕДЕНИЯ**

Технология пуска турбины в большой степени зависит от температурного состояния оборудования перед пуском. В соответствии с этим различают пуски из холодного, неостывшего и горячего состояний. Эта классификация (для энергоблоков) производится по температуре турбины и главных паропроводов перед пуском.

Если котел и паропроводы блока ТЭС полностью остыли, а температура турбины не превышает 150°C , то считают, что пуск происходит из холодного состояния. Для крупных энергоблоков для остывания до такой температуры требуется не менее 90—100 ч.

Пускам из горячего состояния соответствует температура турбины $420\text{—}450^{\circ}\text{C}$ и выше. Это снижение происходит за 6—10 ч.

Промежуточным значениям температуры турбины перед пуском соответствуют пуски из неостывшего состояния. Для турбин АЭС, номинальная температура перед которыми не превышает 280°C , пускам из холодного состояния соответствует температура паровпуска ЦВД ниже 80°C , из горячего состояния — больше 180°C . Между этими значениями температуры паровпуска пуск считается пуском из неостывшего состояния.

На практике обычно пусками из горячего состояния называют пуск после ночного простоя, из неостывшего состояния — после простоя в субботу и воскресенье, из холодного состояния — после простоя большей длительности. Пуск турбины из любого температурного состояния должен проводиться с учетом явлений, возникающих при нестационарных тепловых режимах, рассмотренных в § 9.7.

Всякое удлинение пуска приводит к дополнительным затратам топлива. Поэтому пуск должен проводиться быстро, однако не в ущерб надежности. Таким образом, *основной принцип проведения пуска состоит в том, что он должен проводиться со скоростью, максимально возможной по условиям надежной работы.*

13.2. НЕПОЛАДКИ И ДЕФЕКТЫ, ПРЕПЯТСТВУЮЩИЕ ПУСКУ

В ПТЭ, а также в инструкциях по обслуживанию каждой конкретной турбоустановки в специальном разделе указаны условия, при которых пуск запрещен. Несмотря на различия в конструкциях турбин, пусковых схемах и другом оборудовании, существует определенный общий перечень неполадок и дефектов, без устранения которых пуск турбины запрещается.

Пуск турбины запрещается при неисправности основных приборов, показывающих протекание теплового процесса в турбине и ее механическое состояние. К таким приборам относятся тахометр, приборы, измеряющие температуру и давление свежего пара и пара промежуточного перегрева, а также вакуум и температуру в выходном патрубке.

Неисправность тахометра не позволяет производить прогрев турбины на безопасной частоте вращения (вдали от критических частот и частот, вызывающих резонанс рабочих лопаток), не позволяет точно подогнать частоту вращения к частоте сети для плавного включения турбогенератора в сеть, создает опасность неконтролируемого повышения частоты вращения и разгона турбины.

Без знания параметров пара перед ЦВД и ЦСД (в случае тур-

бины с промежуточным перегревом) невозможно выдержать одно из главных требований безопасности пуска — *удержать температурные напряжения в безопасных пределах*. Знание температуры поступающего в цилиндры пара позволяет в определенной степени контролировать относительное расширение ротора.

Повышение температуры выходного патрубка и ухудшение вакуума вызывают опасность расцентровок ротора и корпуса ЦНД с последующими задеваниями и короблениями.

Пуск турбины запрещается при неисправной масляной системе, обеспечивающей смазку подшипников турбины. Качество масла должно удовлетворять стандарту, а его уровень в масляном баке должен быть не ниже допустимого с учетом заполнения маслом и объема системы регулирования (если системы смазки и регулирования объединены).

Маслопроводы должны быть плотными и надежными, все требования техники безопасности должны быть строго соблюдены. Неплотность маслопровода может привести в лучшем случае к падению давления в системе смазки и остановке турбины, а в худшем — к пожару. В предусмотренных местах на маслопроводном тракте должны быть установлены манометры требуемого класса точности, позволяющие достаточно точно измерять давление масла при работе основных, резервных и аварийных насосов.

Основные, вспомогательные, резервные и аварийные насосы (см. рис. 4.1 и 4.3) должны быть исправными. Должны быть исправными арматура маслопроводов и сливной клапан. Особое внимание должно быть уделено электрической части двигателей насосов и особенно системе блокировок и переключения насосов.

Пуск турбины запрещается при неисправности системы защиты. Хотя система защиты имеет несколько независимых контуров, пуск турбины не разрешается,

если неисправен хотя бы один из контуров, обеспечивающих прекращение подачи пара в турбину.

Автомат безопасности турбины (каждый из бойков или каждое из колец) должен быть правильно настроен и безупречно работать.

Стопорные клапаны ЦВД и ЦСД, являющиеся самой главной защитой турбины, не должны заедать, не должны задерживаться при закрытии или неплотно садиться. В равной степени это относится к обратным клапанам с принудительным закрытием на линиях регулируемых и нерегулируемых отборов пара.

Вся цепочка элементов от датчиков защиты до исполнительных органов должна работать быстро и надежно. В частности, это относится к реле осевого сдвига, вакуум-реле, электромагнитному выключателю.

Должны быть исправными атмосферные клапаны или диафрагмы, предохраняющие выходную часть турбины от разрыва при повышении давления.

Наконец, должна быть в полной исправности запорная арматура на линиях свежего пара, промежуточного перегрева и отборов. Неплотности арматуры приводят к чрезмерному остыванию отдельных элементов установки при ее остановке на короткий период, скоплению конденсата, который может быть унесен в турбину при последующем пуске. Должен быть в исправности электрический привод, установленный на арматуре.

Пуск турбины запрещается при неисправной системе регулирования. Если система регулирования отделена от системы смазки, то маслоснабжение системы регулирования должно быть таким же надежным, как и снабжение маслом подшипников.

Регулирующие клапаны ЦВД и ЦСД не должны заедать и должны плотно садиться на свои седла. Следует помнить, что система регулирования не только выполняет функцию регулирования электриче-

ской нагрузки или отборов, но и является одним из контуров защиты турбины от разгона.

Регулирование *должно надежно работать на холостом ходу*, не допуская чрезмерных колебаний частоты вращения. В противном случае затрудняется синхронизация турбогенератора с сетью и становится невозможным удерживать частоту вращения в допустимых пределах (без срабатывания автомата безопасности) при сбросе нагрузки.

Поддержание устойчивого вращения турбины на холостом ходу и переход на холостой ход при полном сбросе электрической нагрузки — неперенные требования к системе регулирования, без удовлетворения которых агрегат не может быть допущен к эксплуатации.

Пуск турбины запрещается, если неисправно валоповоротное устройство. Подача пара на неподвижный ротор перед набором вакуума в турбине неминуемо влечет изгиб ротора, повышенную вибрацию и истирание уплотнений со снижением экономичности.

13.3. ПУСК НЕБЛОЧНЫХ ПТУ ИЗ ХОЛОДНОГО СОСТОЯНИЯ

Особенности пуска неблочных ПТУ

Основные характерные особенности пуска неблочной ПТУ вытекают из схемы паропроводов электростанции с поперечными связями. Поскольку от парового коллектора станции питаются другие турбины, перед пуском конкретной турбины для нее имеется пар номинальных параметров. Поэтому *главной особенностью пуска неблочной ПТУ является использование пара номинальных параметров*. При этом в сферу обязанностей машиниста не входят заботы о паровом коллекторе электростанции и о параметрах пара в нем, об этом заботится персонал котельной установки.

Деаэраторы на неблочных ТЭС относятся к общестанционному хо-

зяйству. Подача деаэрируемой воды и греющего пара в деаэратор производится из коллекторов конденсата и греющего пара, к которым присоединены другие турбины данной ТЭС. Поэтому во время пуска конкретной турбины машинисту ПТУ неблочной ТЭС нет необходимости заботиться о работе деаэраторов. Только после пуска турбины производят подключение турбины к соответствующим коллекторам.

Таким образом, в сферу забот машиниста при пуске неблочных ПТУ входят паропроводы от парового коллектора электростанции до турбины, собственно турбина вместе с конденсационной установкой и регенеративная система.

На рис. 13.1 показана схема паропровода от парового коллектора электростанции до стопорного клапана турбины. Непосредственно у парового коллектора установлена магистральная задвижка 1, а непосредственно у стопорного клапана турбины — главная паровая задвижка (ГПЗ).

Прогрев паропровода производится по участкам: сначала прогревается участок от парового коллектора до ГПЗ, а затем — от ГПЗ до стопорного клапана. Для прогрева паропровода паром с постепенно повышающимися параметрами, отвода конденсата, образующегося при подаче пара в холодный паропровод, его снабжают дренажами — трубопроводами малого диаметра, соединяющими главный паропровод с устройствами, в которых поддерживается меньшее давление (в частности, это может быть просто атмосфера). Дренажи ввариваются в самые низкие точки паропровода для свободного стока конденсата, а сам паропровод должен иметь небольшой уклон в сторону дренажа.

Каждый дренаж снабжают арматурой и специальными устройствами, позволяющими ему работать в трех характерных режимах.

Прежде всего дренаж может работать «на воронку»: для этого

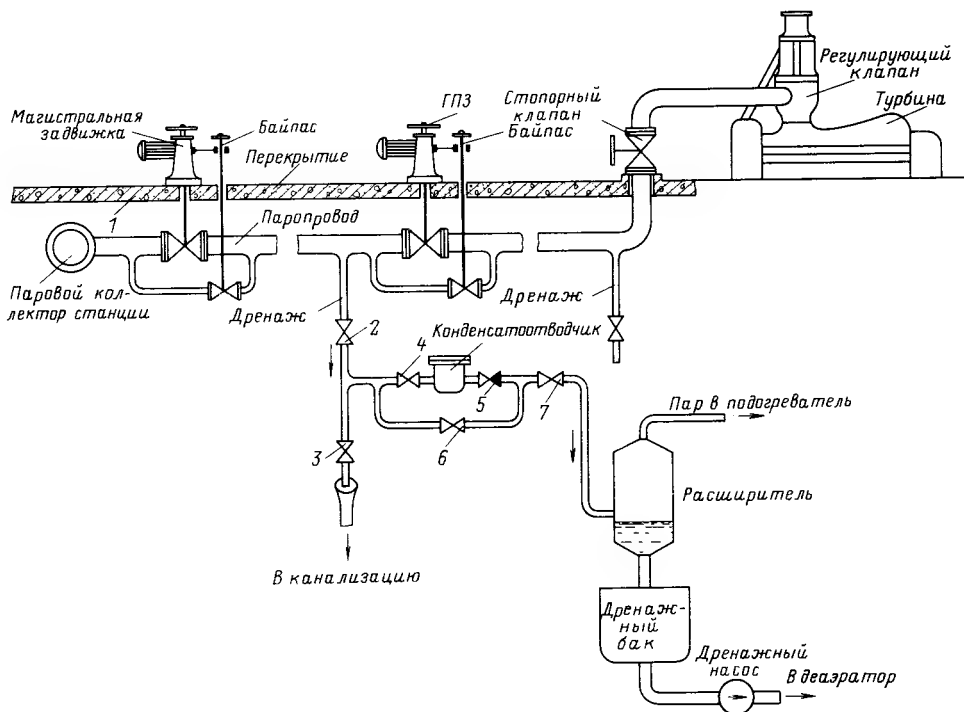


Рис. 13.1. Схема подводящего паропровода и его дренажа

открывают вентили 2 и 3 и образующийся конденсат сбрасывают в канализацию. Такой режим используется на первых этапах прогрева паропровода, когда конденсат загрязнен окислами железа, образовавшимися при стоянке турбины.

После достаточной промывки паропровода осуществляется постепенный перевод дренажа «с воронки» на расширитель (в результате открытия вентилей 7, обводного вентилей 6 конденсатоотводчика и закрытия вентилей 3 «на воронку»). В расширителе поддерживается пониженное давление, поэтому происходит частичное вскипание дренажного конденсата. Образующийся пар используется в цикле, а конденсат направляется в дренажный бак и затем дренажным насосом подается в деаэратор. Аналогичным образом работает дренаж и при окончании конденсации, когда прогрев паропровода ведется уже «пролетным» паром.

После полного прогрева паропровода такие постоянные дренажи за-

крываются. Когда дренаж подсоединен к полостям, где возможно скопление конденсата при работе турбины или при коротких остановках, дренаж оставляют в работе, однако осуществляют его через вентили 4 и 5 и конденсатоотводчик (конденсационный горшок) — устройство, поддерживающее определенный уровень конденсата в дренажной линии и не допускающее ее переполнения. Обводной вентиль конденсатоотводчика при этом закрывают.

Пусковая схема неблочных ПТУ

На рис. 13.2 показана упрощенная пусковая схема турбины, состоящей из ЦВД и двухпоточного ЦНД.

Для прогрева и пуска схема содержит три дренажных коллектора: высокого, среднего и низкого давления. Такое разделение необходимо, так как в противном случае пар или конденсат из трубопровода высокого давления будет вытеснять конденсат из дренажа низкого

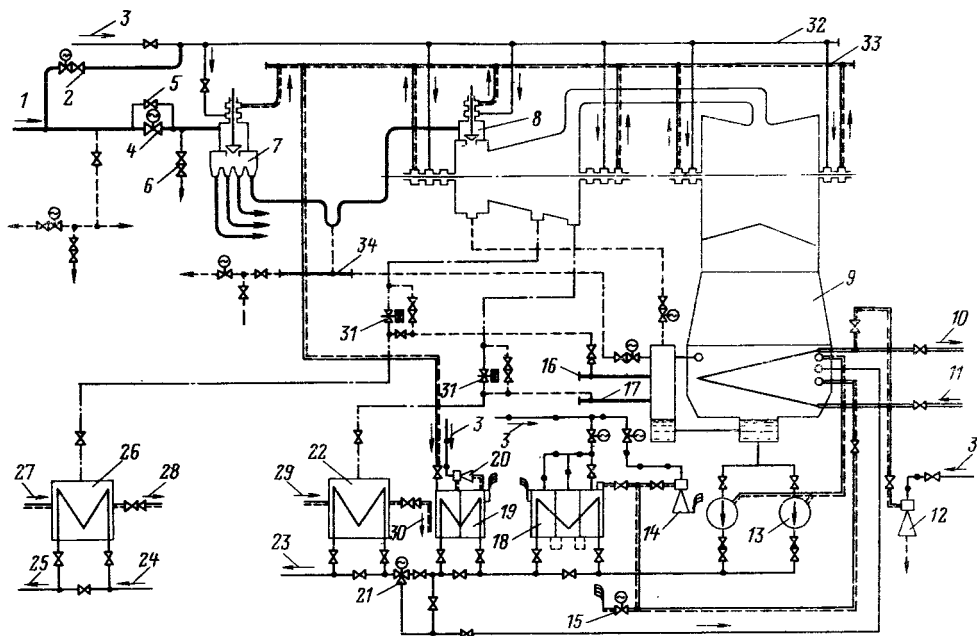


Рис. 13.2. Принципиальная пусковая схема неблочной ПТУ:

1 — свежий пар из коллектора; 2 — вентиль для подмешивания свежего пара к уплотняющему; 3 — пар от деаэратора; 4 — ГПЗ; 5 — байпас ГПЗ; 6 — вентиль обеспаривания; 7 — стопорный клапан; 8 — регулирующий клапан; 9 — конденсатор; 10, 11 — отвод и подвод охлаждающей воды; 12 — эжектор циркуляционной системы; 13 — конденсатный насос; 14 — пусковой эжектор; 15 — задвижка для срыва вакуума; 16, 17, 34 — соответственно дренажные коллекторы среднего, низкого и высокого давлений; 18 — пароструйный эжектор; 19 — эжекторный охладитель; 20 — эжектор уплотнений; 21 — клапан рециркуляции; 22 — первый ПНД; 23 — конденсат во второй ПНД; 24 — питательная вода из деаэратора; 25 — питательная вода во второй ПВД; 26 — ПВД; 27, 29 — отсос воздуха из следующего подогревателя; 28, 30 — отсос воздуха из подогревателя; 31 — обратный клапан с принудительным закрытием; 32 — коллектор уплотняющего пара; 33 — коллектор отсоса паровоздушной смеси из уплотнений

давления. Все три коллектора соединены с расширителем, паровое пространство которого связано с паровым пространством конденсатора, а водяное — с его конденсатосборником.

В коллектор высокого давления заведены дренажи четырех перепускных труб от стопорного клапана к четырем регулирующим клапанам турбины. Если конструкция паровпускной части турбины позволяет скопиться конденсату в области паровпуска (например, в боковых пароподводящих патрубках, как показано на рис. 7.27), то образующийся конденсат также отводят в дренажный коллектор высокого давления.

Дренажи ЦВД (для простоты показан один дренаж) направлены непосредственно в расширитель. Это практически исключает возможность

попадания в турбину воды через дренажную линию (это может произойти только при переполнении конденсатом расширителя). В дренажный коллектор среднего давления обычно заводят дренажи перепускных труб от ЦВД к ЦСД (если он имеется), паровпускной части ЦСД и трубопроводов отборов на ПВД (на рис. 13.2 для простоты показан только один отбор на ПВД). Дренажи трубопроводов отборов на ПНД и на сетевые подогреватели обычно заводят в коллектор низкого давления.

Пуск неблочной ПТУ из холодного состояния

Приступать к пуску турбоустановки можно только при отсутствии запрещений на пуск, изложенных в

§ 13.2. Пуск турбины состоит из трех основных этапов: подготовительного, охватывающего период от первых проверочных операций до приведения ротора во вращение, периода разворота и доведения частоты вращения до синхронной и периода синхронизации и нагружения турбины.

Подготовка к пуску предусматривает проверку общего состояния турбоустановки, отсутствия каких-либо незаконченных работ, исправности приборов и сигнализации. Убедившись в готовности оборудования к пуску, приступают к прогреву паропроводов от станционного парового коллектора до ГПЗ (см. рис. 13.1).

Перед подачей пара в прогреваемый паропровод при пуске турбины из холодного состояния его температура равна температуре окружающей среды, т. е. составляет несколько десятков градусов. При подаче в паропровод горячего пара *происходит его мгновенная конденсация*. Интенсивность теплообмена между пленкой образующегося конденсата и внутренней поверхностью чрезвычайно велика. Внутренняя поверхность практически сразу приобретает температуру конденсата, которая равна температуре насыщения. Внешние слои трубопровода при этом остаются холодными. Поэтому разность температур внутренней поверхности паропровода и средней температуры его сечения оказывается большой, в результате чего мгновенно возникают очень высокие температурные напряжения — происходит *теплов* о й у д а р. Циклическое повторение тепловых ударов приводит к появлению трещин малоцикловой усталости, их развитию и разрушению паропровода.

Пусть, например, в общестанционном коллекторе свежего пара давление 12,7 МПа, температура 555 °С. Оценим напряжения, возникающие на внутренней поверхности паропровода при подаче в него пара с этими параметрами, если начальная температура паропровода $t_0 = 30$ °С. Материал паропровода — сталь 12Х1МФ с характеристиками $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; $\alpha_t = 13 \cdot 10^{-6}$ 1/К; $\mu = 0,3$.

Давлению 12,7 МПа соответствует температура насыщения $t_a = 330$ °С. Следовательно, возникают температурные напряжения (см.

§ 9.7)
$$\sigma = - \frac{\alpha_t E \Delta t}{1 - \mu} = - \frac{13 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5}{1 - 0,3} \times$$

$$\times (330 - 30) = -1115 \text{ МПа.}$$
 Эти напряжения более чем в 3 раза превышают предел текучести для этой стали, находящийся на уровне 350 МПа.

Поэтому на первых этапах пуска в прогреваемом паропроводе *необходимо иметь низкое давление*, которому будут соответствовать малая температура насыщения и, следовательно, малые температурные напряжения в паропроводе. Этого добиваются путем открытия дренажей (вентили 2 и 3 на рис. 13.1) и постепенного открытия байпаса магистральной задвижки 1.

Прогрев паропровода на сниженном давлении (примерно 0,5—1 МПа) ведут до прекращения массовой конденсации, когда паропровод прогреется до температуры насыщения. Далее путем постепенного открытия байпаса магистральной задвижки повышают давление в паропроводе (скорость повышения давления оговорена в каждой пусковой инструкции и обычно составляет 0,1—0,2 МПа/мин). Управляя дренажами паропровода, как описано в § 13.3, доводят давление в нем до номинального. После этого открывают магистральную задвижку 1, а ее байпас закрывают.

Аналогичным образом прогревают участок паропровода (перепускные трубы) от ГПЗ до стопорного клапана. Обычно время прогрева всего паропровода составляет в зависимости от параметров пара от 40 мин до 1,5 ч. Период прогрева паропроводов совмещают с другими подготовительными операциями с таким расчетом, чтобы к моменту окончания прогрева паропровода все подготовительные операции были закончены (это экономит расход электроэнергии и теплоты на собственные нужды ПТУ).

Важнейшей и одной из самых длительных по времени операций является пуск конденсацион-

ной установки (см. рис. 13.2), который начинают с пуска циркуляционных насосов. В простейшем случае для этого необходимо заполнить их водой и включить. Во многих случаях этого оказывается недостаточно: насосы поднимают охлаждающую воду на некоторую высоту, но не могут заполнить конденсатор и прокачать воду через него. Для того чтобы они могли это сделать, *необходимо заполнить систему насосами технической воды, создать сифон и после этого запустить циркуляционный насос.* Тогда вода, движущаяся сплошным потоком в сбросном циркуляционном трубопроводе, будет оказывать дополнительное всасывающее действие и будет обеспечена нормальная работа циркуляционных насосов. Для облегчения создания сифона включается эжектор 12 циркуляционной системы, рабочий пар для которого берут либо от уравнительной линии деаэраторов, либо из паропровода свежего пара. После отсоса воздуха из водяной системы конденсатора его заполняют циркуляционной водой (под действием атмосферного давления), а затем включают в работу циркуляционные насосы. *Далее пускают в ход конденсатные насосы 13.* Для этого предварительно в конденсатор 9 добавляют химически очищенную воду (до уровня, предусмотренного инструкцией), открывают воздушники насосов на паровое пространство конденсатора и опробуют конденсатные насосы и их блокировки на холостом ходу (при закрытых напорных задвижках). После этого закрывают задвижку перед клапаном автоматической рециркуляции 21 в конденсатор, но открывают задвижку ручной рециркуляции. Это необходимо для того, чтобы при отсутствии подачи пара в конденсатор не произошла полная откачка конденсата с последующим срывом конденсатных насосов. После создания петли рециркуляции конденсатные насосы пускаются в нормальный режим работы. Затем приступают к созданию

в конденсаторе и турбине вакуума. Для этого используют пусковой 14 и основной 18 эжекторы. На пусковой эжектор сначала подают пар (либо свежий, либо из уравнительной линии деаэраторов), а затем открывают задвижки на линии отсоса паровоздушной смеси из конденсатора. После создания пусковым эжектором в конденсаторе небольшого вакуума [примерно 13,3—19,8 кПа (100—150 мм рт. ст)] включают в работу основной эжектор 18.

Пуск многоступенчатого парового эжектора производят в следующем порядке. При циркулирующем через холодильники эжекторов конденсате и залитом сифоне холодильника подается рабочий пар на последнюю по ходу паровоздушной смеси ступень эжектора и открывается отсос паровоздушной смеси из конденсатора. Затем последовательно через определенные промежутки времени подается пар на предыдущие ступени эжектора.

В период набора вакуума с помощью пускового и основного эжекторов (и прогрева паропровода) проверяют работу элементов системы маслоснабжения, смазки, защиты и регулирования. Проверяются работа пускового масляного насоса (если основной насос расположен на валу турбины), резервного и аварийного, работа масляного реле давления и исправность электрических блоков.

При работающих насосах смазки проверяют работу валоповоротного устройства, включая его электродвигатель и вводя в зацепление шестерни устройства и вала турбины. При вращении ротора валоповоротным устройством прослушивают стетоскопом турбину (проверяют отсутствие задеваний в проточной части и концевых уплотнениях). После проверки работы валоповоротного устройства оно отключается.

Проверка систем защиты и регулирования выполняется при закрытых ГПЗ и ее байпасах и отсутствии давления перед стопорным клапаном

во избежание разгона турбины. Проверяется закрытие стопорного клапана и обратных клапанов на линиях отборов при воздействии на золотники автомата безопасности кнопками у турбины и кнопкой дистанционного отключения. Проверяется плавность хода регулирующих клапанов под воздействием механизма управления как от ручного привода, так и дистанционного управления.

После проверки работы валоповоротного устройства появляется возможность ускорения набора вакуума, при котором допускается подача пара в турбину. Для этого ротор турбины снова приводят во вращение посредством валоповоротного устройства, из коллектора уплотнений подают пар на уплотнения турбины и включают эжектор уплотнений для отсоса паровоздушной смеси из последних камер концевых уплотнений. Необходимо подчеркнуть, что *подача пара на уплотнения при неподвижном роторе категорически запрещена*, поскольку это вызовет неизбежный тепловой изгиб ротора и интенсивную вибрацию при попытке поднять частоту вращения.

Непосредственно перед толчком ротора необходимо механизм управления турбины поставить в положение минимальной частоты вращения; тогда при развороте турбины, когда вступит в работу система регулирования, частота вращения будет минимальной и меньше номинальной. В дальнейшем механизмом управления можно будет плавно довести частоту вращения до синхронной.

При пуске теплофикационной турбины регулятор давления в отборе следует отключить, при этом клапаны ЧНД полностью откроются и этап разворота и частично нагружения будет происходить так же, как и при пуске конденсационной турбины. Непосредственно перед пуском необходимо взвести автомат безопасности и открыть дренажи на воронку из корпус турбины и перепускных труб.

Приведение ротора во вращение можно производить различными спо-

собами. Наиболее простым является толчок открытием одного из регулирующих клапанов: в этом случае можно очень тонко регулировать расход пара и точно поддерживать необходимую частоту вращения. Однако такой способ плох тем, что пар, выходящий из одной группы сопел, несимметрично обогревает корпус, вызывая его коробление. Поэтому такой способ практически не применяется.

Для турбин малой мощности и на умеренные начальные параметры пара для разворота турбины часто используют стопорный клапан. Такой способ особенно удобен в том случае, когда стопорный клапан имеет специальный небольшой клапан для тонкой регулировки расхода пара.

Наиболее часто для приведения турбины во вращение используют байпас ГПЗ, которым подают пар в турбину через все сопловые сегменты. Это не только обеспечивает симметричный обогрев корпуса в области паровпуска, но и уменьшает интенсивность теплообмена между паром и внутренней поверхностью сопловых коробок (поскольку то же количество пара проходит не через один, а через несколько сегментов).

В момент начала вращения ротора, когда в турбину начинает поступать свежий пар, в ней происходят такие же тепловые явления, как и в паропроводе. Поскольку корпус турбины холодный, происходит интенсивная конденсация пара, поэтому конденсат необходимо отводить из корпуса через дренажи.

Интенсивность теплового удара, возникающего при конденсации пара в холодной турбине, зависит от давления в камере регулирующей ступени. Это давление будет тем меньше, чем меньше требуется пара для начала вращения ротора. Углубление вакуума в турбине перед подачей пара и достаточный разогрев масла, идущего к подшипникам, уменьшают силу трения и давление в камере регулирующей ступени, возникающее в момент начала вращения ротора.

Подъем частоты вращения ведут в соответствии с графиком пуска. Разгон ротора до номинальной частоты вращения производят непрерывно, а руководствуясь следующими правилами:

1. В процессе разворота производятся выдержки, при которых частота вращения остается неизменной. Эти выдержки необходимы для равномерного прогрева ротора и корпуса турбины для поддержания в допустимых пределах относительного удлинения ротора и температурных напряжений в роторе и корпусе.

Необходимость прогрева ротора на малых частотах вращения особенно важна для пуска из холодного состояния, когда из-за высокой критической температуры хрупкости материала ротора имеется опасность хрупкого разрушения (см. § 11.3). В начальный период пуска из холодного состояния необходима выдержка для удаления из корпуса турбины образующегося конденсата.

2. Критические частоты валопровода следует проходить быстро, не давая развиться интенсивным колебаниям.

3. При появлении повышенной вибрации следует снизить частоту вращения и прогреть турбину при этой частоте. В большинстве случаев повышенная вибрация при пуске возникает из-за временного теплового прогиба вала или временного коробления корпуса вследствие несимметричного прогрева. Если при последующей попытке поднять частоту вращения вибрация не возникает, то можно продолжать повышать частоту вращения. В противном случае турбину надо остановить и выяснить причину повышенной вибрации.

4. В процессе разворота необходимо периодически прослушивать турбину стетоскопом. При возникновении задеваний необходимо снизить частоту вращения. При прекращении задеваний следует дополнительно прогреть турбину и опять поднять частоту вращения. Если задевания ликвидировать не удастся, то следует

остановить турбину и выяснить их причину.

5. В процессе разворота необходимо внимательно следить за работой всех систем турбины и конденсатора, за температурным состоянием корпуса турбины. Особенно внимательно надо следить за уровнем конденсата в конденсаторе, не допуская его повышения за счет увеличивающегося расхода пара; избыток конденсата следует отводить в деаэратор, если химическим анализом подтверждается нормальное качество конденсата.

Температура масла на входе и выходе из подшипников должна тщательно контролироваться. На первом этапе пуска, в частности при опробовании масляной системы, охлаждающая вода на маслоохладитель не подается, поскольку температура масла и так мала и его смазочные свойства недостаточны. Пуск турбины разрешается только по достижении значений температуры масла, не меньших 30 °С. В дальнейшем температура масла будет повышаться за счет потерь трения в масле при вращении ротора, и поэтому в определенный момент на маслоохладители следует подать охлаждающую воду. Обычно на выходе из маслоохладителя поддерживается температура масла на уровне 45 °С, а на выходе из подшипников — не более 65 °С.

Разница температур верха и низа цилиндра строго ограничивается для каждой турбины. Обычно *предельно допустимое значение разности находится на уровне 50 °С*, причем требуется продолжать прогрев до уменьшения этой разности до 30—35 °С. Так же строго ограничивается разность температур фланца и шпильки, обычно не выходящая за рамки 20—30 °С.

Работа турбины вблизи номинальной частоты вращения называется холостым ходом. При холостом ходе турбина мощности не вырабатывает, а вся энергия поступающего пара расходуется на преодоление трения в масляном слое

подшипников и трение ротора турбины о пар. При таком режиме пар, протекающий через турбину, сильно разогревается, а температура выходной части повышается. Это грозит появлением расцентровок и повышением вибрации. Поэтому время холостого хода по возможности ограничивают.

С помощью механизма управления доводят частоту вращения ротора турбины до синхронной и на этой частоте проводят вторичную проверку работы системы защиты и системы регулирования.

В процессе всех проверок турбина должна работать устойчиво. *При неустойчивом холостом ходе эксплуатации турбины запрещается.* Опробуются кнопка ручного выключателя турбины и кнопки дистанционного отключения турбины со щита. При этом должны закрыться стопорные и регулирующие клапаны, а частота вращения медленно должна уменьшаться. Воздействием на электрические контакты проверяют срабатывание реле осевого сдвига и работу реле давления. Воздействием на механизм управления проверяют плавность перемещения регулирующих клапанов.

Последней операцией перед синхронизацией турбины является проверка срабатывания автомата безопасности на холостом ходу путем подачи к бойкам (или кольцам) масла для выбивания бойка или смещения кольца (см. § 12.2). *Работа турбины с неисправным автоматом безопасности не допускается.* После синхронизации машины и включения ее в сеть начинается немедленный набор нагрузки в соответствии с пусковой инструкцией. В процессе пуска необходимо осуществлять контроль всех параметров, перечисленных при рассмотрении этапа разворота турбины.

Следует подчеркнуть, что если для турбины небольшой мощности наиболее ответственным является этап начала вращения и прогрева турбины на малой частоте, а процесс

взятия нагрузки не вызывает больших затруднений, то для крупных турбин наиболее ответственным является этап нагружения, когда с ростом расхода пара через турбину резко увеличивается интенсивность теплообмена. При повышенных толщине корпуса и диаметре ротора это вызывает значительные температурные напряжения в таких деталях и ограничивает скорость взятия нагрузки. Поэтому машинист турбины должен строго придерживаться графика нагрузки, составленного и проверенного при отладке режимов.

В процессе нагружения особенно внимательно необходимо следить за относительным удлинением ротора и при условиях, предусмотренных инструкцией, включать обогрев фланцевых соединений. При этом столь же внимательно следует наблюдать за разностью температур фланца и шпилек, чтобы, подавая пар на обогрев шпилек, удерживать ее в определенных пределах.

В процессе разворота и нагружения турбины, когда расход пара в конденсатор непрерывно увеличивается, необходимо прикрывать клапан ручной рециркуляции конденсата в конденсатор, переводя конденсат на ПНД и деаэратор. При достаточном расходе пара включают в работу автоматический клапан рециркуляции 21 (см. рис. 13.2), а клапан ручной рециркуляции закрывают. В дальнейшем уровень конденсата в конденсатосборнике поддерживается автоматически.

При определенной нагрузке, предусмотренной инструкцией, для теплофикационных турбин необходимо включить регуляторы давления пара в отборах, затем после проверки работы обратных клапанов открыть задвижки на линиях регулируемых отборов и подать пар на производство или в сетевые подогреватели.

Особенности пуска турбоустановок с противодавлением

Основная особенность пуска ПТУ с противодавлением связана с отсут-

ствием конденсатора. Это обстоятельство, с одной стороны, упрощает пуск ПТУ, но, с другой, делает невозможным пуск обычными способами.

Действительно, при нормальной работе турбины с противодавлением отработавший пар поступает в коллектор, а оттуда — потребителю. Это означает, что давление на выходе из турбины должно быть на этапе пуска большим, чем давление в коллекторе питания потребителя, часто составляющее 1—1,5 МПа. Поэтому принципиально пуск ПТУ с противодавлением может осуществляться двумя способами.

Первый способ состоит в том, что при отключенном коллекторе противодавления турбину пускают с выпуском пара в атмосферу до тех пор, пока давление в ее выходном патрубке не поднимется выше давления в коллекторе противодавления. Тогда можно переключиться на работу на коллектор противодавления. Такой способ связан с большими потерями пара и может использоваться только для турбоустановок малой мощности. Для современных мощных турбин с противодавлением такой способ пуска недопустим.

Второй способ пуска состоит в том, что после прогрева паропровода от станционного коллектора до ГПЗ приступают к прогреву турбины «с хвоста». При этом способе ГПЗ и ее байпас закрывают, а регулирующие и стопорный клапаны, а также все дренажи корпуса турбины и паропровода от турбины до ГПЗ открывают. Подачу пара в цилиндр производят из коллектора противодавления постепенным открытием сначала байпаса задвижки на линии отбора, а потом после полного его открытия — самой задвижки. При всех этих операциях ротор турбины должен вращаться валоповоротным устройством.

Такой способ прогрева турбины, регулирующих и стопорных клапанов хорош тем, что позволяет плавно прогреть эти элементы. Вместе с тем

его ограниченные возможности по температуре в ряде случаев затрудняют последующий пуск турбины (температура металла оказывается слишком малой для пара, поступающего в турбину). Поэтому в некоторых установках металлоемкий стопорный клапан часто прогревают свежим паром при закрытых регулирующих клапанах.

Приведение во вращение ротора турбин с противодавлением осуществляют байпасом ГПЗ. После разгона турбины и ее включения в сеть принимают начальную нагрузку. При пуске турбины с противодавлением турбина работает по электрическому графику до взятия нагрузки, равной 10—15 %. Только после этого включают регулятор давления и переводят турбину на работу по тепловому графику.

13.4. ПУСК БЛОЧНЫХ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК ТЭС

Особенности пусков блоков

Особенности пусков блоков связаны прежде всего с различиями в тепловых схемах блоков и ПТУ неблочного типа. В блочной установке работа котла и работа турбины жестко связаны: пар, вырабатываемый котлом, может быть использован только в турбине блока (или не использован вообще), а турбина может получить пар только из котла данного блока. Поэтому пуск котла и пуск турбины в блоке стремятся совместить. Но условия надежной работы турбины и котла различны: если турбина может работать даже при малых расходах пара, то надежная работа котла может быть обеспечена только при значительном расходе питательной воды. Таким образом, на ряде этапов пуска котел вырабатывает пар, который турбина не использует. Поэтому предусматриваются специальные устройства для обвода турбины и сброса пара в конденсатор.

Пусковой обвод принципиально позволяет вести пуск блока точно

так же, как и пуск неблочных ПТУ. Для этого необходимо сбрасывать пар в конденсатор и поднимать параметры пара за котлом до тех пор, пока они не достигнут номинальных значений. Однако, во-первых, это будет очень неэкономично, а во-вторых, приведет к резкому усложнению оборудования станции. Поэтому пуск блочных установок всегда осуществляют на скользящих параметрах, когда в процессе всего пуска и температура, и давление пара за котлом (перед турбиной) непрерывно изменяются, достигая своих номинальных значений иногда только при номинальной нагрузке.

В схему блока органически входит не только котел, но и весь конденсатно-питательный тракт с его оборудованием: деаэраторами, питательной установкой и ПВД. Поэтому при пуске блока необходимо заботиться о пуске этого оборудования и его резервировании посторонними источниками пара, когда блок еще не работает.

Кроме ограничивающих факторов аналогично тем, которые действуют в неблочной ПТУ, при пуске блоков возникают дополнительные.

Прежде всего ПТУ при блочной схеме существенно сложнее, чем ПТУ неблочного типа: они выполняются в подавляющем большинстве случаев с промежуточным перегревом, с большим числом цилиндров и сложной системой регенерации. Во многих случаях режим пуска определяется условиями работы не ЦВД, а ЦСД.

Важное значение при пусках приобретает безопасный прогрев паропроводов и арматуры, которые, особенно в условиях сверхкритического давления, имеют толстые стенки, вследствие чего в них возникают высокие температурные напряжения.

Режим пуска блока может диктоваться и условиями работы котла: надежностью работы поверхностей нагрева, барабана, сепаратора, пароперегревателя и т. д.

Пусковые схемы блоков

К пусковым схемам блоков предъявляются ряд жестких требований. Пусковая схема должна обеспечивать возможность пуска блоков из любого состояния, т. е. после простоя любой продолжительности. Для этого паропроводы блока и турбину снабжают большим количеством дренажей, системами прогрева паропроводов, фланцев, шпилек и т. д. Пуск должен быть надежным и экономичным. Должен обеспечиваться нормальный водный режим блока, при котором нормально работают тепловоспринимающие поверхности котла, а турбина не заносится отложениями.

Прежде чем перейти к рассмотрению пусковых схем, рассмотрим очень кратко то технологическое оборудование блока, которое еще не упоминалось, в той мере, в какой это необходимо для понимания процесса пуска блока.

На электростанциях используются дубль- и моноблоки. В первом случае турбина получает пар от двух котлов, во втором — от одного. Исторически первыми появились дубль-блоки. Перед моноблоками они имеют очевидный недостаток, связанный с большими капиталовложениями из-за увеличения объема строительных работ, удвоения количества арматуры и пониженной экономичности при работе на одном корпусе. Однако невысокая общая надежность котлов во времена проектирования таких блоков диктовала необходимость дублирования оборудования: блок мог работать при авариях одного из корпусов котла. В настоящее время строятся исключительно моноблоки, однако и число работающих дубль-блоков достаточно велико.

Блоки строятся с барабанными и прямоточными котлами.

Барабанные котлы по сравнению с прямоточными позволяют при пуске получать пар более низких параметров, что облегчает пуск из холодного состояния, предъяв-

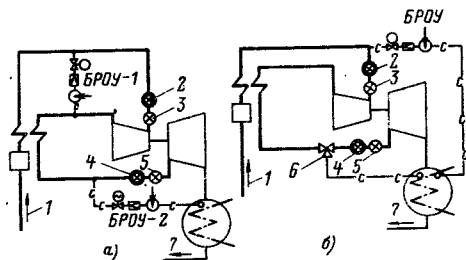


Рис. 13.3. Принципиальные пусковые схемы блоков:

а — двухбайпасная; б — однобайпасная; 1 — питательная вода в котел; 2, 3 — стопорный и регулирующий клапаны ЦВД; 4, 5 — то же ЦСД; 6 — сбросной клапан; 7 — конденсат в систему регенерации

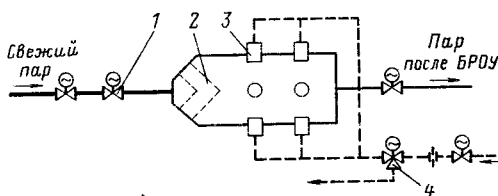


Рис. 13.4. Схема БРОУ

ляют умеренные требования к качеству питательной воды, поскольку соли из цикла выводятся путем продувки барабана, обладающего большой аккумуляющей способностью, что облегчает резкие набросы нагрузки при регулировании частоты сети. Однако они имеют и ряд недостатков. Барабан котла имеет толстую стенку, ослабленную многочисленными отверстиями под трубную систему. Поэтому при быстрых пусках и изменениях нагрузки в стенке барабана возникают высокие температурные напряжения. При их многократном повторении возникает опасность появления трещин термической усталости. Для снижения температурных напряжений при переходных режимах требуется ограничивать скорость пуска. Кроме того, применение барабанных котлов с естественной циркуляцией ограничивается давлением на уровне 17—18 МПа, поскольку при больших давлениях нарушается циркуляция воды в экранах котла.

Прямоточные котлы могут строиться на любые давления. Наиболее толстоственным элементом прямоточного котла является встроенный сепаратор пара, однако толщина его стенки все-таки меньше, чем барабана барабанного котла. Поэтому прямоточный котел имеет меньше ограничений по скорости пуска блока, чем барабанный. Серьезным недостатком прямоточного котла является требование высокого качества питательной воды. При пуске блока с прямоточным котлом необходимость обеспечения циркуляции воды под полным давлением в радиационной части котла требует создания

внешнего контура циркуляции, что приводит к большим потерям теплоты.

При создании первых блоков использовали двухбайпасные пусковые схемы. Такая схема (рис. 13.3, а) содержит два обвода: БРОУ-1 перепускает пар из паропроводов свежего пара в холодные нитки промежуточного перегрева, а БРОУ-2 — из горячих ниток промежуточного перегрева в конденсатор. При пуске турбины в быстродействии БРОУ нет необходимости. Однако эти устройства используются не только при пусках, но и при резких сбросах нагрузки и аварийных режимах, когда клапаны ЦВД и ЦСД ограничивают пропуск пара в турбину, а котел продолжает его вырабатывать. В этих случаях и необходимо быстродействие. БРОУ, особенно для блоков сверхкритического давления пара, является сложным, дорогим и не всегда достаточно надежным устройством. Его схема показана на рис. 13.4. Пропуск пара через БРОУ регулируется дроссельным клапаном 1. Уменьшение давления пара осуществляется в дроссельных решетках 2, установленных внутри корпуса БРОУ. Для охлаждения пара через регулирующий клапан 4 внутрь БРОУ впрыскивается конденсат через форсунки 3.

В особенно тяжелых условиях работает БРОУ при сбросе нагрузки, когда в нее внезапно подается пар высокой температуры. Чтобы обеспечить ее термоусталостную прочность, БРОУ все время поддерживают в горячем состоянии, что требует постоянного расхода пара и снижает экономичность блока. Несинхронность подачи в БРОУ пара и впрыска конденсата приводит к попаданию на горячую поверхность относительно холодной воды и к возникновению трещин. Вместе с тем опыт эксплуатации показал, что основное требование использования двух БРОУ связано с необходимостью охлаждения труб промежуточного пароперегревателя на режимах малых расходов пара, так как повы-

шение температуры пара при малом его расходе приводит к выходу из строя пароперегревателя. Усовершенствование конструкции котла, в результате которого промежуточный перегреватель был вынесен в область пониженных температур, где он мог работать без охлаждения потоком пара, позволило перейти к одnobайпасной пусковой схеме (рис. 13.3, б). В этой схеме байпасирование свежего пара производится непосредственно в конденсатор, а обеспаривание тракта промежуточного перегрева производится с помощью сбросных клапанов.

Пусковая схема блока с барабанным котлом. На рис. 13.5 пока-

зана упрощенная пусковая схема блока с барабанным котлом и двумя байпасами. Для простоты показано только по одной нитке свежего пара и пара промежуточного перегрева, по одному стопорному и регулирующему клапану ЦВД и ЦСД, по одному эжектору и конденсатному насосу. Не изображены схемы уплотнений (концевых и штоков клапанов) и конденсационной установки, аналогичные схемам, показанным на рис. 13.2. Не показаны также линии отсоса воздуха из подогревателей.

Насыщенный пар из барабана 1 перегревается в перегревателе и по двум паропроводам направляется

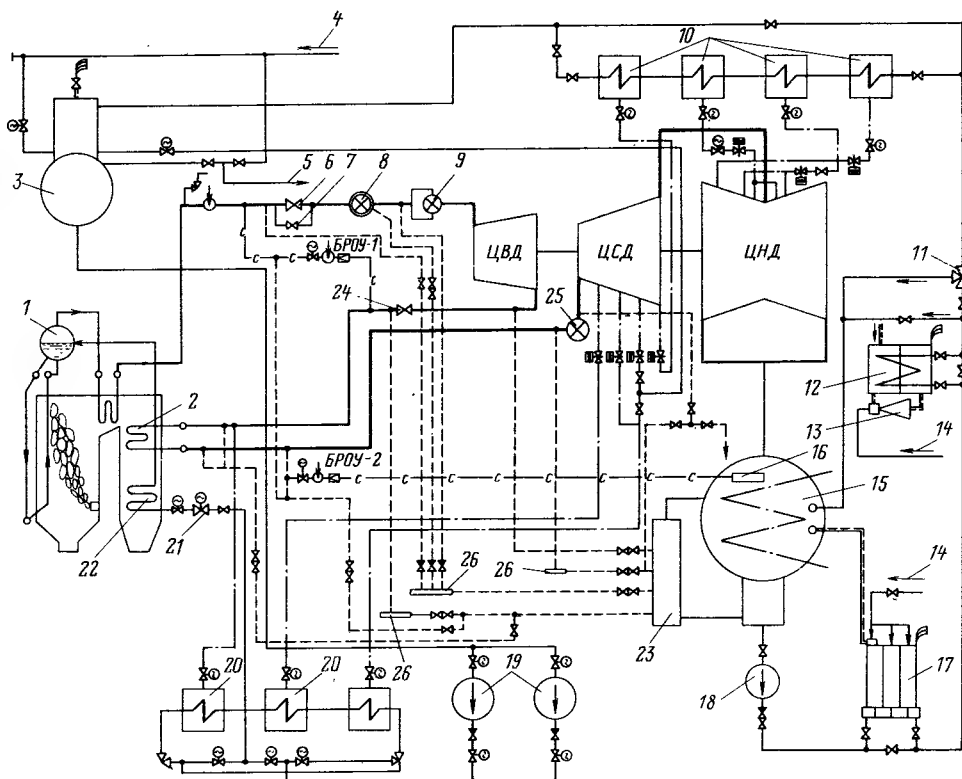


Рис. 13.5. Упрощенная пусковая схема блока с барабанным котлом:

1 — барабан; 2 — промежуточный пароперегреватель; 3 — деаэратор; 4 — пар от постороннего источника; 5 — пар на эжектор уплотнений; 6 — ГПЗ; 7 — байпас ГПЗ; 8 — стопорный клапан; 9 — регулирующий клапан; 10 — ПНД; 11 — клапан рециркуляции; 12 — эжекторный охладитель; 13 — эжектор уплотнений; 14 — пар от деаэратора; 15 — конденсатор; 16 — пускоприемное устройство; 17 — эжектор; 18 — конденсатный насос; 19 — питательные насосы; 20 — ПВД; 21 — питательный клапан; 22 — экономайзер; 23 — расширитель; 24 — задвижка на линии холодного промежуточного перегрева; 25 — комбинированный стопорно-регулирующий клапан ЦСД; 26 — дренажные коллекторы

к стопорному клапану 8. На каждом из паропроводов установлены пусковая задвижка 6 и ее байпас 7. Между паропроводами свежего пара установлена перемычка, к которой подключена БРОУ-1, перепускающая свежий пар в обход турбины в тракт холодного промежуточного перегрева.

На выходе из промежуточного пароперегревателя 2 перед стопорно-регулирующими клапанами ЦСД 25 на каждом из паропроводов установлено по одной БРОУ-2, которые направляют пар из тракта промежуточного перегрева в конденсатор 15 турбины (в его пускосбросное устройство 16).

При нормальной работе блока пар для работы основного эжектора 17 и эжектора уплотнений 13 берется из работающего деаэратора 3. При пуске турбины указанные источники пара не могут быть использованы, и тогда необходимо брать пар от постороннего источника (соседнего блока или общестанционной паровой магистрали). Этот же пар используется и для деаэрации питательной воды при пусках, работы эжекторов циркуляционной системы и пускового эжектора.

Для возможности прогрева паропроводов свежего пара и промежуточного перегрева, паропроводов подвода пара к БРОУ, стопорного клапана, перепускных труб к регулирующим клапанам, стопорно-регулирующих клапанов ЦСД предусмотрены дренажи, которые объединены в коллекторе 26, подключенном к расширителю дренажей точно так же, как и в схеме на рис. 13.2.

Характерной особенностью схемы с барабанным котлом является отсутствие необходимости внешней циркуляции питательной воды при его розжиге. Если барабан котла заполнен водой, а в его топке включены горелки, то начнется естественная циркуляция питательной воды из барабана по опускным трубам (расположенным вне топки) и затем

по подъемным трубам (расположенным в топке) в барабан. За счет тепла горения топлива будет происходить образование пара в барабане, причем важно, что при отсутствии расхода пара из котла (в начале пуска) не требуется подача в него питательной воды.

Пусковая схема с прямоточным котлом. На рис. 13.6 показана пусковая схема моноблока с прямоточным котлом на сверхкритическом давлении пара и с одним обводом. Эта схема по сравнению с рассмотренной выше имеет ряд характерных особенностей. БРОУ, установленная на перемычке паропроводов свежего пара, при пусках и сбросах нагрузки направляет пар непосредственно в пускоприемное устройство конденсатора. Для обезпаривания тракта промежуточного перегрева при сбросах нагрузки служат сбросные клапаны, направляющие пар также в конденсатор.

В отличие от барабанного прямоточный котел не может работать при малом расходе питательной воды через топочные экраны. Нормальная работа прямоточного котла возможна только при расходе воды на уровне 30 % номинального и достаточно большом давлении. Это требует создания при пуске котла циркуляции нагреваемой среды. Поэтому для пуска котел оборудуется специальным растопочным узлом, состоящим из встроенной задвижки, дроссельного клапана Д-1, встроенного сепаратора, дроссельного клапана Д-3, дроссельной задвижки Д-2 и растопочного расширителя, в котором поддерживается давление около 2 МПа.

Встроенная задвижка делит тракт котла на испарительную и перегревательную части. Перед растопкой котла встроенную задвижку и дроссельный клапан Д-3 закрывают и, открывая несколько дроссельный клапан Д-1, создают циркуляцию питательной воды по контуру конденсатор — деаэратор — питательный насос — испарительная часть кот-

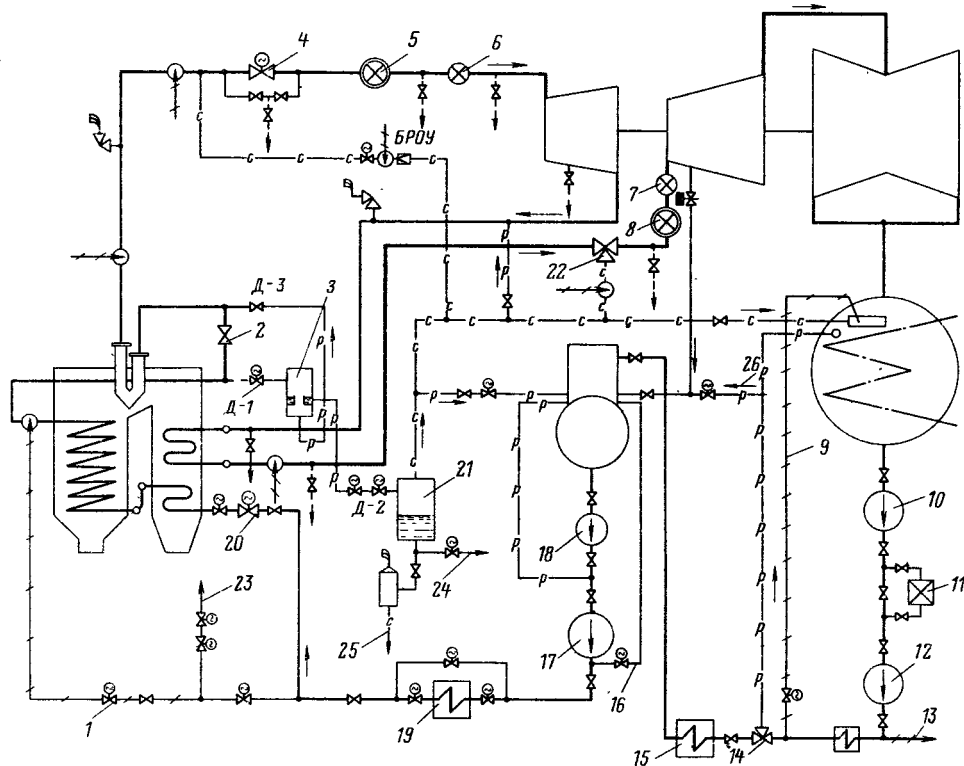


Рис. 13.6. Принципиальная пусковая схема моноблока с прямоточным котлом:

1 — регулирующий клапан впрыска; 2 — встроенная задвижка; 3 — встроенный сепаратор; 4 — ГПЗ; 5 — стопорный клапан ЦВД; 6 — регулирующий клапан ЦВД; 7 — стопорный клапан ЦСД; 8 — регулирующий клапан ЦСД; 9 — линия впрыска в конденсатор; 10, 12 — конденсатные насосы; 11 — БОУ; 13 — на впрыск в БОУ; 14 — клапан рециркуляции; 15 — группа ПНД; 16 — линия рециркуляции; 17 — питательный насос; 18 — бустерный насос; 19 — группа ПВД; 20 — регулирующий питательный клапан котла; 21 — расширитель; 22 — сбросной клапан; 23 — питательная вода в деаэратор; 24 — в конденсатор; 25 — сброс в циркуляционный водовод; 26 — пар от постороннего источника

ла — встроенный сепаратор — расширитель — конденсатор (приведен один из возможных вариантов циркуляции). При зажигании горелок котла сначала происходит нагрев воды, а затем во встроенных сепараторах образуется пар. Приоткрывая дроссельный клапан Д-3, подают образующийся пар в паропроводы свежего пара.

Теплота конденсата растопочного расширителя, направляемого в конденсатор, отдается циркуляционной воде и поэтому теряется, а образующийся в расширителе пар используется для различных целей: деаэрации питательной воды, прогрева паропровода промежуточного перегрева и т. д.

Пусковая схема оборудована дренажами (на рис. 13.6 не показаны) для возможности доведения паропроводов и арматуры до нужного перед толчком турбины температурного состояния. Дренажи заведены в коллекторы, а коллекторы соединены с расширителем дренажей аналогично тому, как показано на рис. 13.5.

При пусках турбины необходимо обязательно прогревать и паропроводы промежуточного перегрева во избежание конденсации поступающего в них из ЦВД пара и предотвращения возможности заброса конденсата в ЦСД. Прогрев тракта промежуточного перегрева при пуске

в двухбайпасной пусковой схеме (см. рис. 13.5) осуществляется с помощью БРОУ-1. В однобайпасной пусковой схеме такая возможность отсутствует. Выше упоминалось о возможности прогрева тракта промежуточного перегрева паром из растопочного расширителя, который широко используется для этой цели. Установившегося общепризнанного мнения о наиболее целесообразном источнике греющего пара в настоящее время не выработано. Наиболее часто для этой цели используют специальную РОУ, снижающую параметры свежего пара и подающую его в тракт промежуточного перегрева.

В настоящее время все шире внедряется способ пуска, при котором до приведения ротора во вращение прогрева тракта промежуточного перегрева не производят, а начинают его после разворота турбины и проводят на малой частоте вращения при закрытых регулирующих клапанах ЦСД; пар, проходя ЦВД, поступает в тракт промежуточного перегрева, прогревают его и затем через сбросные клапаны ЦСД направляется в конденсатор. При этом турбина вращается паром с малой частотой, чтобы не произошел сильный разогрев ЦСД и ЦНД от трения.

Пуск блоков из холодного состояния

Пуск блока из любого состояния начинается с выполнения подготовительных операций и проверки возможности осуществления пуска. На турбоагрегате и вспомогательном оборудовании должны быть закончены ремонтные работы, должны находиться в полном порядке электрическая часть пускаемых агрегатов, приборы и сигнализация.

Поскольку питание котла производится не от общего коллектора питательной воды, в баках запаса конденсата должен быть достаточный запас химически обессоленной воды и конденсата, бак деаэра-

тора должен быть заполнен водой, химводочистка должна обеспечивать возможность непрерывной подачи химически очищенной воды. Последнее особенно важно для блоков с прямоточным котлом, когда при горячей отмывке поверхностей нагрева определенное время питательная вода сбрасывается в циркуляционный водовод и поэтому требуется постоянная подпитка.

Далее проверяется работа масляных насосов и системы смазки, валоповоротного устройства, систем защиты и регулирования точно так же, как это делается при пуске неблочной установки (см. § 13.3).

Одновременно с проверкой указанных выше систем включается в работу конденсационная установка, как и при пуске неблочной установки. Следует подчеркнуть, что к моменту растопки котла необходимо поддерживать вакуум в конденсаторе [примерно 46,7—53,3 кПа (350—400 мм рт. ст.)], поскольку пар из БРОУ направляется в конденсатор.

Включают в работу валоповоротное устройство и, прогрев паропроводы подачи пара на уплотнения, подают пар на уплотнения турбины. Подготавливают к работе группу ПНД, соединяя их паровые пространства последовательно и с паровым пространством конденсатора для отсоса паровоздушной смеси. Включают в работу регулятор уровня воды в конденсаторе и подают питательную воду в деаэратор. Включают в работу деаэрационную установку, подавая в ее деаэрационные колонки пар от постороннего источника, и питательные насосы. Собирают схему каскадного слива конденсата греющего пара ПВД в конденсатор. Способ дальнейшего пуска зависит от типа котла.

Пуск блока с барабанным котлом производят по пусковой схеме, приведенной на рис. 13.5. Необходимо приготовить к пуску трубопроводы блока: закрыть ГПЗ 6 и их байпасы 7 на паропроводах

свежего пара и задвижки 24 на холодных нитках промежуточного перегрева, подготовить к работе БРОУ-1 и БРОУ-2, открыть дренажи паропроводов свежего пара, стопорного клапана и перепускных труб ЦВД, холодных и горячих ниток промежуточного перегрева, паропроводов регенеративных отборов, корпуса ЦВД, а также паропроводов БРОУ-1 и БРОУ-2.

При давлении в конденсаторе турбины 46,7—53,2 кПа (вакуум 350—400 мм рт. ст.) зажигают горелки котла, и через некоторое время в паропроводы свежего пара начинает поступать пар. Через БРОУ-1 и БРОУ-2 его направляют в конденсатор. В этот период необходимо внимательно следить за температурой выходного патрубка, которая возрастает вследствие сброса пара высокой температуры (обычно температура сбросного пара ограничивается 220 °С, а выходного патрубка 90 °С). На этом этапе скорость прогрева паропроводов ограничивается определенным значением, зависящим от толщины стенок, металла и конструкции (следовательно, от начальных параметров пара). Обычно скорость прогрева ограничивается значением 3—4 К/мин; она регулируется путем изменения температуры свежего пара и пара промежуточного перегрева с помощью обводной задвижки в котле. При достаточном давлении в барабане (примерно 0,2 МПа) открывают байпас ГПЗ и прогревают при закрытых регулирующих клапанах стопорный клапан и ГПЗ.

По мере увеличения форсировки котла параметры пара за ним растут. При давлении перед ГПЗ около 1—1,2 МПа и температуре 220—240 °С, а в паропроводах промежуточного перегрева 0,15—0,2 МПа и 180 °С разрешается подача пара в турбину. Приведение турбины во вращение может осуществляться различными способами.

Лучшим способом для равномерного прогрева корпуса является

пуск при полностью открытых стопорных и регулирующих клапанах ЦВД и ЦСД путем подачи пара через байпас ГПЗ. Такой способ рассмотрен выше применительно к пускам неблочных ПТУ. Однако для блоков такой способ имеет особенность, связанную с низкими параметрами пара перед ГПЗ. Поэтому в ряде случаев пропускной способности байпаса не хватает для разгона турбины при фиксированной на период пуска форсировке котла. Поэтому наряду с этим способом нашел применение и способ разгона турбины путем постепенного одновременного открытия регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД (при полностью открытых ГПЗ и стопорных и регулирующих клапанах ЦСД). Отрицательный эффект такого способа в значительной степени сглаживается низкими параметрами пара, когда для приведения ротора во вращение требуется значительное открытие клапанов; обычно в этом случае при подходе к номинальной частоте вращения регулирующие клапаны оказываются полностью открытыми.

Подъем частоты вращения ротора до номинальной производится с соблюдением точно таких же требований, как и при разгоне ротора неблочной турбины. Отличие состоит в том, что в процессе разгона изменяются параметры пара — давление и температура. На рис. 13.7 показан график разворота турбины К-160-130 при пуске блока из холодного состояния. Следует подчеркнуть, что выдерживание пускового графика по температуре является достаточно трудной операцией и возможно лишь при исправной автоматике пусковых впрысков конденсата в паропровод свежего пара и точном регулировании температуры промежуточного перегрева. Обычно требуется, чтобы отличие температуры задания от реальной температуры было не более чем на ± 20 °С.

При достижении частоты враще-

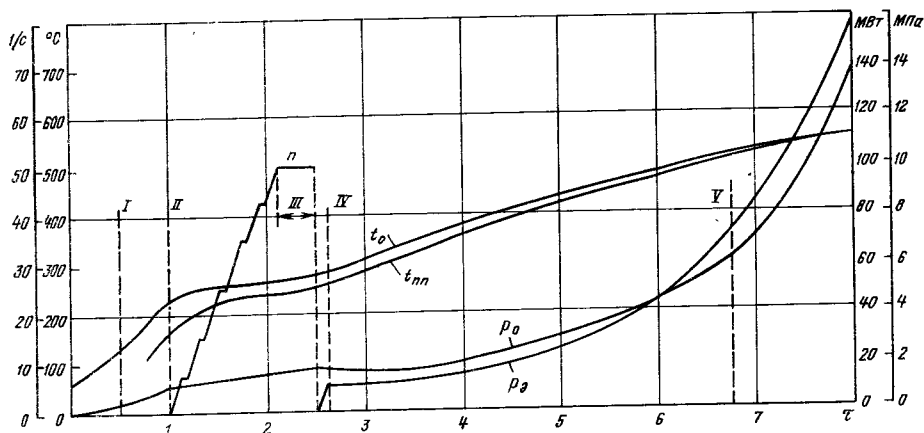


Рис. 13.7. График пуска моноблока мощностью 160 МВт из холодного состояния:

I — открытие байпасов ГПЗ; II — толчок ротора; III — проверка систем защиты и регулирования и включение генератора в сеть; IV — закрытие БРОУ; V — включение ПВД

ния 47,5—48,5 л/с (при $n_{ном} = 50$ л/с) температура свежего пара составляет 270—290 °C, давление перед ГПЗ 1—1,3 МПа, температура перед ЦСД 240—260 °C. К этому же времени значительно углубляется вакуум.

Механизмом управления турбина выводится на холостой ход. Осуществляется проверка работы системы защиты и регулирования подобно тому, как это делается для турбоустановок неблочного типа.

Затем генератор включается в сеть и работает с небольшой нагрузкой (примерно 10 МВт). Дальнейший набор нагрузки производится при полностью открытых регулирующих клапанах и всей запорной арматуре до них. Увеличение мощности происходит за счет постепенного повышения, в соответствии с графиком, температуры и давления пара и производительности котла (пуск на скользящих начальных параметрах). При таком пуске происходит одновременный прогрев паропроводов свежего пара и промежуточного перегрева. На этом этапе скорость перегрева паропроводов допускается существенно меньшей и составляет 1—1,5 К/мин. Это связано с повышающейся интенсивностью теплообмена из-за увеличивающегося расхода.

По мере нагружения турбины турбоустановку подготавливают к постоянному режиму работы. Через короткое время после включения турбогенератора в сеть (через 15—20 мин), когда исключается возможность конденсации пара в паропроводах, закрывают дренажи паропроводов свежего пара и промежуточного перегрева и арматуры, расположенной на них.

При определенной нагрузке, предусмотренной инструкцией, когда давление в турбине в месте отбора пара на деаэратор превысит давление в нем, деаэратор переводят с работы паром от постороннего источника на работу паром из отбора. При нагрузке около половины номинальной включают в работу ПВД, предварительно проверив их защиту от переполнения.

Блок с барабанным котлом может быть, конечно, выполнен и с однобайпасной пусковой схемой. В этом случае для прогрева тракта промежуточного перегрева во избежание заброса воды в ЦСД используют дополнительные источники пара.

Пуск блоков с прямоточными котлами из холодного состояния имеет ряд особенностей. Подготовка паропроводов к пуску состоит (см. рис. 13.6) в закрытии ГПЗ и их байпасов, стопорных клапанов

ЦСД и БРОУ. Задвижка *Д-3* на отводе пара из встроенных сепараторов котлов закрывается и начинается растопка котла.

Подача пара для прогрева паропроводов свежего пара производится при температуре питательной воды перед встроенной задвижкой около 260°C (и при полном давлении питательной воды). Открытие задвижки *Д-3* должно производиться очень осторожно, поскольку при этом давление в пароперегревателе и в паропроводе свежего пара возрастает до $0,3\text{--}0,4$ МПа, чему соответствует температура насыщения $130\text{--}140^{\circ}\text{C}$. При этом возможен тепловой удар и возникают высокие температурные напряжения. Учитывая это обстоятельство, растопку котла часто производят при открытой задвижке *Д-3* (давление во встроенном сепараторе регулируется задвижкой *Д-1*); тогда происходит плавное возрастание давления в последующем тракте. Прогрев паропроводов свежего пара ведут через дренажи при постепенном повышении его параметров.

Так же, как и при пуске из холодного состояния блока с барабанным котлом, при однобайпасной пусковой схеме требуется прогрев тракта промежуточного перегрева. Прогрев паропроводов до ГПЗ ведут постепенно в соответствии с допустимыми скоростями прогрева; температура образующегося пара регулируется пусковыми впрысками конденсата.

Пуск паротурбинной установки с прямоточным котлом значительно усложнен его неспособностью выдать устойчиво перегретый пар низких параметров. Давление, при котором на выходе из прямоточного котла образуется перегретый пар, составляет в зависимости от его конструкции $1\text{--}3$ МПа. Поскольку пар должен быть перегретым не менее чем на 50°C , температура пара перед началом вращения турбины составляет как минимум $250\text{--}300^{\circ}\text{C}$.

Создание таких параметров пара

перед ГПЗ и последующий пуск турбины открытием их байпасов либо привели бы к появлению в корпусе стопорного клапана, перепускных трубах и деталях турбины чрезмерно высоких тепловых напряжений, либо значительно удлиннили бы время пуска. Поэтому в процессе пуска осуществляют предварительный прогрев стопорного клапана и перепускных труб путем приоткрытия стопорного клапана и подачи пара через байпасы ГПЗ при открытых дренажах и закрытых регулирующих клапанах ЦВД. При этом происходит и частичный прогрев корпусов регулирующих клапанов. Аналогично производят и предварительный прогрев стопорных и регулирующих клапанов ЦСД паром, поступающим на прогрев тракта промежуточного перегрева.

Приведение во вращение, разворот и первоначальное нагружение турбины осуществляют аналогично тому, как это делается для блока с барабанным котлом. Наиболее целесообразен пуск при полностью открытых клапанах (стопорных и регулирующих) ЦВД и ЦСД путем подачи свежего пара через байпас ГПЗ. После полного открытия байпаса открывают ГПЗ и дальнейшее регулирование нагрузки блока производится котлом в соответствии с графиком-заданием по температуре, давлению и расходу пара. На первом этапе увеличение нагрузки происходит за счет открытия задвижки *Д-1*.

После полного открытия этой задвижки перед турбиной устанавливается определенное давление (например, для блоков 300 МВт полное открытие задвижки *Д-1* происходит при мощности 200 МВт и при давлении перед турбиной около 16 МПа). В этот момент осуществляют перевод блока на номинальное давление путем прикрытия регулирующих клапанов для повышения давления перед ними и открытия встроенной задвижки при одновременном отклю-

чении пусковых сепараторов. Для деталей блока перевод давления является весьма ответственным моментом, так как некоторые из деталей паровпуска (например, корпуса регулирующих клапанов или перепускные трубы, расположенные между регулируемыми клапанами и паровпуском турбины) в момент перевода давления могут оказаться недостаточно прогретыми из-за малой интенсивности теплообмена на первых этапах пуска. При резком подъеме давления возрастает температура насыщения, которая может значительно превысить температуру металла клапана. В этом случае произойдет тепловой удар с конденсацией пара. Циклическое повторение таких режимов от пуска к пуску приведет к появлению трещин термической усталости. Поэтому изменение давления следует осуществлять достаточно плавно.

Весь процесс разворота и нагружения блока следует вести с учетом ограничений по относительным удлинениям и допустимым разностям температур и другим ограничениям, изложенным в инструкциях.

На рис. 13.8 в качестве примера показан график-задание для пуска моноблока с турбиной К-300-240 ЛМЗ из холодного состояния. Приведение турбины во вращение (момент I) производится после прогрева главных паропроводов и стопорных клапанов при достижении давления 0,5—0,6 МПа и после получения перегретого свежего пара с температурой примерно 200 °С. Турбина выводится на частоту вращения 800 об/мин, температура перед ней с помощью пусковых впрысков питательной воды, начиная с момента II, поддерживается на уровне 230 °С, и производится прогрев ротора в течение 2 ч. Одновременно с этим ведется прогрев тракта промежуточного перегрева при закрытых стопорных клапанах ЦСД со сбросом пара в конденсатор. Затем повышается температура пара t_{np} перед ЦСД, в него подается пар (момент III) и происходит его прогрев.

По окончании прогрева (момент IV) турбина выводится на синхронную частоту вращения, выполняются все необходимые провер-

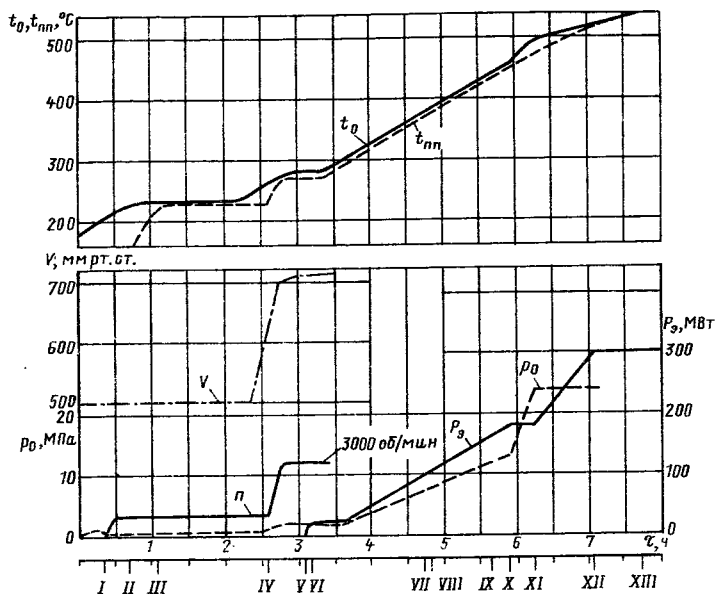


Рис. 13.8. График-задание пуска моноблока с турбиной ЛМЗ К-300-240 из холодного состояния

ки, турбина включается в сеть (момент *V*) и тут же набирается начальная нагрузка в 20—25 МВт. К этому моменту за счет форсировки котла температура пара перед цилиндрами достигает 270—280 °С и начинается интенсивный прогрев турбины. Для удержания относительного расширения ротора в допустимых пределах включается (момент *VI*) прогрев фланцев и шпилек ЦВД и ЦСД.

Последующее нагружение блока ведется на скользящих параметрах. Все большая часть пара из сепараторов котла направляется в турбину, и в момент *VII* котел переходит на прямоточный режим. Одновременно с повышением мощности в момент *VIII* начинается прогрев турбопитательного насоса и переход на работу с ним в момент *IX* [пуск турбины (см. рис. 6.10) начинается при работе с питательным электронасосом]. К моменту *X* исчерпывается пропускная способность пускового узла котла и производится перевод давления на номинальное (момент *XI*) с открытием встроенной задвижки котла и отключением его пускового узла.

В момент *XII* нагружение турбины заканчивается при температуре пара перед цилиндрами 520 °С. В последующие 40 мин (в момент *XIII*) температуры t_0 и $t_{\text{пн}}$ выводятся на номинальные значения.

13.5. ПУСК БЛОЧНЫХ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК АЭС

Особенности нестационарных режимов турбин АЭС

Принципиально при пуске турбин АЭС возникают такие же явления, как и при пуске турбин ТЭС. Возникающие особенности связаны с протеканием через турбину влажного пара во всем ЦВД и в конце ЦНД (при наличии СПП). Абсолютный уровень температур в турбинах АЭС

почти вдвое ниже, чем в турбинах ТЭС, и это в определенной степени облегчает пуск. Однако, с другой стороны, теплообмен от влажного пара к металлу значительно выше: как при пуске, когда на холодных деталях происходит конденсация влаги, так и при остановке происходит вскипание влаги на поверхностях из-за уменьшения давления, температура поверхности следует практически без отставания за температурой насыщения пара, соответствующей давлению. Поэтому и в деталях турбин АЭС возникают значительные температурные напряжения, которые часто являются лимитирующим фактором.

Особую опасность для деталей турбин АЭС представляют коробления. Если в турбинах ТЭС коробления приводят к изменению зазоров и в худшем случае — к протечкам рабочего тела и снижению экономичности, то коробления в турбинах АЭС могут вызвать интенсивно прогрессирующую щелевую эрозию. Поэтому ограничивающими факторами по скорости пуска в турбинах АЭС могут быть и корпусные детали.

Если в турбинах ТЭС опасность хрупкого разрушения вследствие пусковых температурных напряжений в основном характерна для роторов ЦВД, то для турбин АЭС такая же опасность существует и для роторов ЦНД, особенно крупногабаритных тихоходных турбин.

Вместе с тем для турбин АЭС проще решаются вопросы относительных тепловых удлинений: меньшие давления в корпусах турбин (и, следовательно, меньшей ширины фланцы) и столь же интенсивный теплообмен к корпусу турбины, как и к ротору, приводят к меньшему рассогласованию их удлинений и возможности исключения обогрева фланцев.

Пусковые схемы блоков АЭС

Пусковые схемы двухконтурных АЭС обеспечивают пуск первого

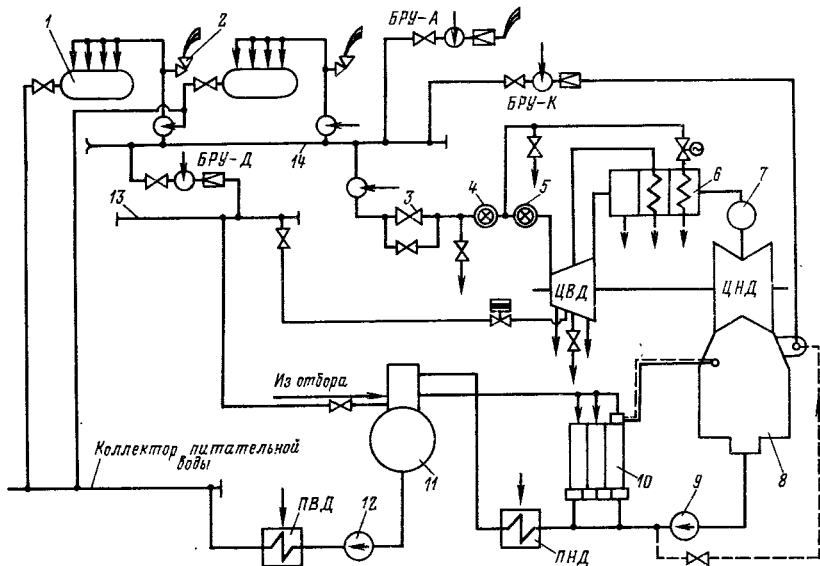


Рис. 13.9. Упрощенная тепловая схема второго контура двухконтурной АЭС:

1 — парогенераторы; 2 — предохранительные клапаны; 3 — ГПЗ; 4 — стопорный клапан; 5 — регулирующий клапан; 6 — СПП; 7 — стопорная заслонка; 8 — конденсатор; 9 — конденсатный насос; 10 — основной эжектор; 11 — деаэратор; 12 — питательный насос; 13 — коллектор собственных нужд; 14 — коллектор свежего пара

контура (это выполняет персонал реакторного отделения) и пуск второго контура (паротурбинного). На рис. 13.9 показана упрощенная тепловая схема второго контура. АЭС имеет один коллектор свежего пара, на который работают отдельные петли ядерного реактора (обычно четыре — шесть). Из этого коллектора в нормальных условиях питаются две турбоустановки (на схеме изображена одна).

При пуске турбины после предварительного набора вакуума в конденсаторе часть пара сбрасывается в него через редукционную установку БРУ-К. Для питания деаэратора и эжекторов при пуске используется специальная редукционная установка БРУ-Д, подающая пар в коллектор собственных нужд. Схема снабжена дренажами, позволяющими прогреть главный паропровод до регулирующих клапанов, цилиндры турбины, паропровод к СПП.

Пуск турбины (рис. 13.10) осуществляется на номинальных

параметрах, поэтому температура пара в ЦВД определяется только положением регулирующих клапанов, а в ЦСД — и расходом свежего пара на вторую ступень СПП.

Пусковая схема одноконтурных АЭС, кроме устройств, имеющих и в двухконтурной АЭС, должна исключать попадание из турбины в машинный зал радиоактивного пара. Для этого на концевые уплот-

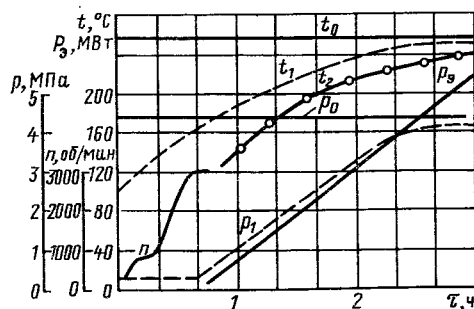
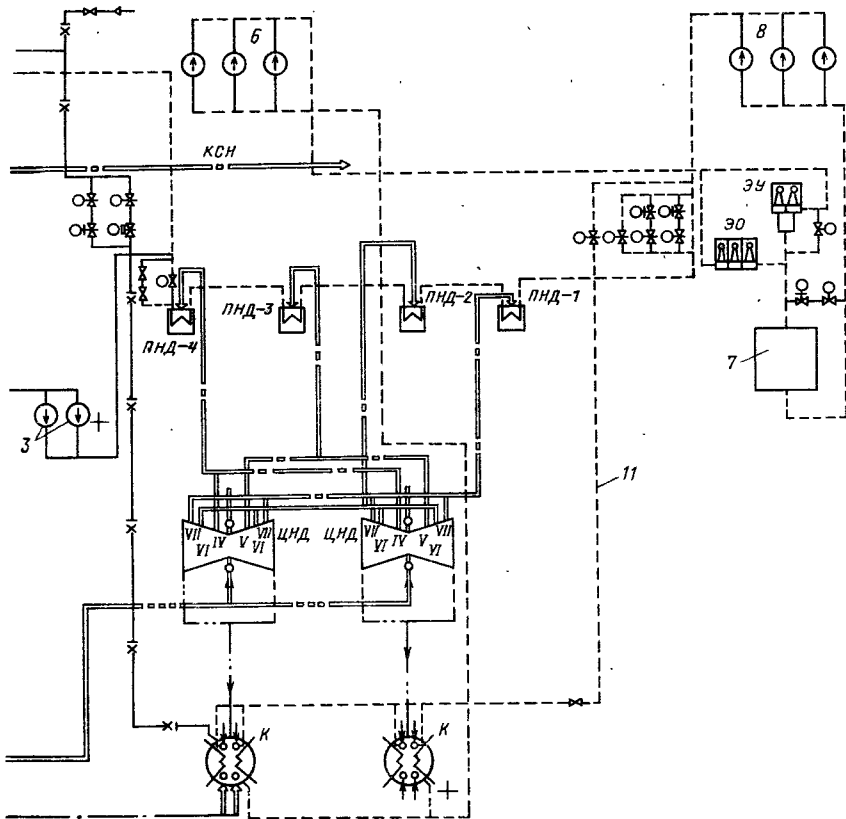


Рис. 13.10. График пуска турбины К-220-44 ХТЗ из холодного состояния:

t_0 , p_0 — параметры перед стопорным клапаном; t_1 , p_1 — параметры перед турбиной; t_2 — температура перед ЦНД



денсатосборники СПП; 5 — ПВД; 6 — конденсатные насосы I степени подъема; 7 — конденсато-чески очищенной водой перед пуском; 10 — линия рециркуляции; 11 — линия впрыска конденсатного насоса; К — конденсатор; ТПН — турбопитательный насос; КСН — коллектор собственных нужд;

на входе в которые установлены стопорные заслонки. Расширившись в ЦНД, пар конденсируется в конденсаторе, и отсюда конденсатными насосами I степени подъема 6 конденсат направляется через холодильники эжекторов к конденсатоочистке 7, а из нее — к конденсатным насосам II степени 8. Последние подают конденсат через систему регенерации низкого давления, питаемую из ЦНД, в деаэратор. Из деаэратора питательный насос, приводимый конденсационной турбиной (показан один турбонасос), подают воду в парогенератор через систему регенерации высокого давления.

При нормальном режиме работы деаэраторы турбоустановки пита-

ются паром из коллектора собственных нужд энергоблока, куда подается пар из холодной нитки промежуточного перегрева (из выхода ЦВД). Эжекторы конденсационной установки, циркуляционной системы, уплотнений используют пар из разделительной линии деаэраторов. Приводные турбины питательных установок используют пар из горячей нитки промежуточного перегрева (за СПП). Как правило, нормальное питание этого оборудования от отборов турбины возможно только при нагрузках, больших определенного минимума: при меньших нагрузках давления в отборах значительно уменьшаются и требуется переход на посторонний источник пара большего давления. Для этого исполь-

зуется быстродействующая редуцирующая установка собственных нужд энергоблока (БРУ СН). Она уменьшает давление свежего пара до необходимого уровня, обеспечивая питание и деаэрирование, и приводных турбин питательных насосов энергоблока из коллектора собственных нужд и даже подавая при необходимости пар в общестанционный коллектор для питания оборудования соседнего энергоблока.

Переходя к описанию пуска энергоблока, необходимо сразу же отметить, что он выполняется в значительной степени автоматически по программам, заложенным в ЭВМ. Поэтому, описывая ниже работу оборудования, мы, по сути дела, будем рассматривать, какие команды «отрабатывает» оборудование энергоблока под воздействием автоматических систем управления. При неработающих автоматических системах эти операции должен выполнять оператор энергоблока.

Перед пуском энергоблока из общестанционного коллектора собственных нужд в коллектор собственных нужд энергоблока подается пар. Он будет использоваться тем оборудованием энергоблока, которое в нормальных условиях питается от работающей турбины. Перед пуском энергоблока его деаэраторы заполняются обессоленной водой и с помощью вспомогательных электронасосов (ВПЭН) организуется рециркуляция питательной воды через деаэратор. Подавая пар из коллектора собственных нужд в деаэратор, осуществляют деаэрацию питательной воды и заполнение ею барабана парогенератора. В дальнейшем уровень питательной воды в парогенераторе поддерживается специальным регулятором питания парогенератора (РПП), который изменяет расход питательной воды, подаваемой ВПЭН или турбопитательным насосом (ТПН).

Как обычно, пуск энергоблока начинается с пуска конденсацион-

ной установки, конденсатор которой в последующем будет принимать пар, вырабатываемый реакторной установкой и не идущий в турбину. Параллельно или до начала пуска конденсационной установки начинается пуск реакторной установки. Для этого разогревают I контур сначала с помощью теплоты, выделяющейся за счет энергии остаточного тепловыделения твэлов и энергии потерь главных циркуляционных насосов, а затем и теплоты, подводимой нагревателями, установленными в конденсаторах объема. Затем производят пуск реактора путем его постепенного перевода в критическое состояние медленным изменением концентрации борной кислоты в теплоносителе.

Во время всех этих процедур тепло через парогенератор передается во II контур. Она используется для прогрева паропроводов свежего пара. Постепенное повышение давления в главных паропроводах до ГПЗ осуществляется по специальной программе воздействием на регулирующий клапан БРУ-К и дренажи паропроводов. Прогрев паропроводов, как обычно, во избежание гидравлических ударов ведется по участкам. Прогрев участка от ГПЗ до регулирующих (или стопорно-регулирующих) клапанов осуществляется подачей пара через байпасы ГПЗ и сбросом образующегося конденсата через дренажи в расширительный бак. Прогрев паропроводов и расположенной на них арматуры ведется с вполне определенной скоростью (паропроводов — примерно 10 К/мин, арматуры — 3 К/мин), с тем чтобы избежать в них высоких температурных напряжений. Паропроводы и арматура считаются достаточно прогретыми, если их температура достигла 220—230 °С.

Далее осуществляется пуск в работу системы маслоснабжения. Последовательно проверяют работу всех насосов и автоматических блокировок их включения, уровни

масла в главном и питающих (если они имеются) масляных баках. Затем при работающей системе смазки осуществляют пуск насосов системы гидростатического подъема роторов (основного и резервного), блокировок их двигателей и, наконец, валоповоротного устройства. Нормальная работа системы маслоснабжения должна обеспечивать ряд вполне определенных показателей, оговоренных в инструкции по обслуживанию: давление масла на уровне оси турбины (более 0,12 МПа), перед валоповоротным устройством (около 0,07 МПа), в системе гидростатического подъема (около 10 МПа), предусмотренные давления масла под поршнями сервомоторов стопорных и регулирующих клапанов, в импульсных линиях и линиях управления сервомоторами.

Далее обычным образом проверяется работа системы защиты. Для этого взводятся ее исполнительные органы (стопорные клапаны ЦВД и стопорные заслонки ЦСД) и проверяются защиты по осевому сдвигу ротора, падению давления перед ГПЗ, повышению давления в выходных патрубках ЦВД, повышению уровня в парогенераторах, в сепараторно-конденсатора греющего пара в регенеративных подогревателях, понижению давления в коллекторе смазки, отключению циркуляционных насосов, повышению давления в конденсаторах и т. д. При проверках осуществляется имитация выхода контролируемого параметра за предельные значения и фиксируется реакция системы защиты. Во всех перечисленных выше случаях должны закрыться стопорные и регулирующие клапаны ЦВД и стопорные заслонки ЦНД, ГПЗ и арматура на них, задвижки и регулирующая арматура на линиях подачи свежего пара ко II ступени перегрева СПП, задвижки на линиях отбора пара на деаэратор, турбину питательного насоса, коллектор собственных нужд и линии отбора. Кроме того, должен быть

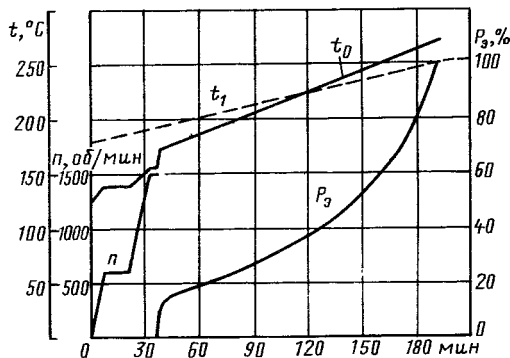


Рис. 13.12. График пуска мощной турбины двухконтурной АЭС из холодного состояния: n — частота вращения; P_z — мощность; t_0 — температура пара за регулирующими клапанами; t_1 — температура пара перед ЦНД

подан сигнал на отключение генератора от сети и в зависимости от вида защиты произведен срыв вакуума в конденсаторе со всеми вытекающими последующими действиями (см. § 14.5).

После прогрева паропроводов и арматуры, расположенной на них, и достижения давления в конденсаторе 28—30 кПа осуществляют толчок и разворот ротора турбины (рис. 13.12). Непосредственно перед толчком открывают дренажи на трубопроводах отборов, из ресиверов, расположенных за СПП, из паропроводов греющего пара СПП. К этому времени должна нормально работать система концевых уплотнений, ротор должен вращаться валоповоротным устройством. С помощью механизма управления турбиной (если пуск неавтоматический) сначала открывают стопорные заслонки ЦНД, а затем в ЦВД подается пар и ротор приводится во вращение. Поскольку мощные турбины блоков АЭС имеют дроссельное парораспределение, при котором пар подается по всей окружности первой ступени, то с точки зрения равномерности прогрева корпуса турбины абсолютно безразлично, каким органом (регулирующим, стопорным и клапанами, ГПЗ или ее байпасом) подавать пар

в турбину. Однако удобнее всего это, конечно, делать регулирующими клапанами.

Частоту вращения ротора доводят до 600 об/мин, когда требуется примерно 15-минутная выдержка для прогрева корпуса ЦВД и исключения большой разности температур по фланцу, а также прогрева роторов ЦНД для исключения появления в них высоких температурных напряжений, способствующих росту возможных дефектов и приближающих ротор к состоянию возможного хрупкого разрушения. После выдержки частота вращения повышается до синхронной и турбина выводится на холостой ход, и в таком режиме осуществляется проверка тепломеханического состояния турбины. Измеряются следующие параметры: разность температур по толщине фланца корпуса ЦВД (она не должна превосходить $70-80^{\circ}\text{C}$), осевой сдвиг ротора, относительное расширение роторов, прогиб ротора ЦВД (он не должен превосходить 0,05 мм), разность температур верхней и нижней образующих корпуса ЦВД (она не должна превосходить $\pm 50^{\circ}\text{C}$), температура выходных патрубков ЦНД (она не должна превосходить 70°C), разность температур фланцев по сторонам корпусов (она не должна превосходить $25-30^{\circ}\text{C}$), температура баббитовой заливки опорных подшипников (не более 100°C), температура масла на входе ($40-45^{\circ}\text{C}$) и на выходе (около 75°C) подшипника, вибрация корпусов подшипников и некоторые другие параметры.

На холостом ходу осуществляют проверку автомата безопасности без повышения частоты вращения, а когда необходимо — с повышением частоты вращения.

В процессе разворота турбины выдерживается в соответствии с графиком-заданием (рис. 13.12) температура пара перед проточными частями ЦВД и ЦНД. Для управ-

ления температурой перед ЦНД используют регулятор расхода свежего пара на II ступень СГП. К концу режима холостого хода давление в конденсаторе снижается до 10—14 кПа.

После проверки всех систем турбина синхронизируется с сетью, генератор включается в сеть и сразу берется начальная нагрузка, с тем чтобы обеспечить охлаждение выходных патрубков ЦНД увеличенным расходом пара. Далее набор мощности осуществляется по графику (рис. 13.12). Во время набора мощности контролируются все перечисленные выше показатели надежной работы. По мере прогрева турбины закрывают дренажи.

С увеличением мощности турбины давления в ней повышаются и на определенном этапе появляется возможность перевода питания деаэраторов, питательных насосов и другого оборудования с постороннего источника на пар от «собственной» турбины.

При нагрузке главной турбины около 40 % номинальной питание приводной турбины с коллектора собственных нужд переводят на питание паром после СГП. Температура пара за СГП, как правило, на $60-70^{\circ}\text{C}$ выше, чем температура в коллекторе собственных нужд. Поэтому во избежание появления высоких температурных напряжений в деталях приводной турбины перевод питания необходимо осуществлять достаточно медленно (примерно 30 мин). При еще большей нагрузке (примерно 60—65 % номинальной) пар в коллектор собственных нужд начинает поступать от турбины, снабжая деаэраторы и связанные с ними устройства.

При нагрузке главной турбины более 50 % к турбине подключается система регенерации высокого давления.

После взятия полной нагрузки энергоблок переходит в режим нормальной эксплуатации.

Контрольные вопросы и задачи

1. Назовите основной принцип проведения пусковых операций.
2. Перечислите неполадки, без устранения которых пуск турбоустановки не допускается.
3. В чем состоит главная особенность пуска турбин неблочного типа?
4. Как устроен дренажный трубопровод? Чем грозит неисправность конденсатороводника?
5. Оцените температурные напряжения в паропроводе, возникающие при тепловых ударах при открытии ГПЗ, если в паропроводе создаются давления 0,1; 0,3; 0,5 МПа.
6. Зависят ли температурные напряжения, возникающие в паропроводе при конденсации, от температуры поступающего пара?
7. Для предпускового прогрева паропроводов требуется 75 мин, а для создания предшествующего развороту турбины вакуума — 60 мин. С какой операции следует начинать пуск турбины, если она питается от общего коллектора ТЭС? Как изменится ответ, если турбина является блочной?
8. Для какой цели устанавливают эжектор циркуляционной системы?
9. Перечислите основные операции, производимые при пуске конденсационной установки.
10. Чем различаются пуски конденсационной установки для неблочной и блочной ПТУ?
11. Почему в конденсационных турбинах перед пуском создают вакуум?
12. В каком положении должна быть арматура главных паропроводов при проверке системы регулирования перед разворотом турбины?
13. Почему рациональнее производить пуск турбины при полностью открытых регулирующих клапанах, а не путем их последовательного открытия?
14. С какой целью при развороте ротора турбины производят выдержки при постоянной частоте вращения? Из каких соображений выбирают эти частоты?
15. За какими разностями температур в корпусе турбины необходимо следить в процессе пуска и нагружения?
16. В чем состоит главная особенность пуска блочных турбин по сравнению с неблочными?
17. Назовите основные функции БРОУ.
18. Почему стремятся ограничить время работы турбины на холостом ходу?
19. В чем состоит особенность прогрева турбины с противодавлением перед началом вращения ротора?
20. В чем преимущества однобайпасной пусковой схемы перед двухбайпасной?
21. От каких источников пара на первых этапах пуска питаются турбины питательных насосов, деаэратор и паровые эжекторы?
22. В чем состоит главное отличие растопки прямоточного котла от растопки барабанного?
23. Почему требуется предпусковой прогрев тракта промежуточного перегрева? Какими средствами он выполняется в двухбайпасной и однобайпасной пусковых схемах?
24. Изложите последовательность основных операций при пуске турбины из холодного состояния.

Глава четырнадцатая.

ОСТАНОВКА ТУРБИНЫ И ЕЕ ПУСК ИЗ ГОРЯЧЕГО И НЕОСТЫВШЕГО СОСТОЯНИЙ

14.1. ЯВЛЕНИЯ, ВОЗНИКАЮЩИЕ В ТУРБИНЕ ПРИ СНИЖЕНИИ НАГРУЗКИ И ОСТАНОВКЕ

При снижении расхода пара через турбину в ее проточной части меняются параметры пара, в первую очередь давление и температура (§ 9.3). Наиболее сильное влияние на режим остановки турбины оказывает изменение температуры, особенно для неблочных турбин, а также для тех блочных турбин, снижение нагрузки которых осуществляется при номинальном давлении

свежего пара (перед ГПЗ) путем его дросселирования в регулирующих клапанах.

Если снижение нагрузки производить скольжением начальной давления, не изменяя начальной температуры пара, то температура в проточной части изменяется также мало (см. § 9.3).

Изменение температуры в проточной части турбины приводит к тем же явлениям, которые возникают и при пуске турбины: появляется несовместность тепловых

расширений отдельных деталей, а в них самих возникают температурные напряжения. Однако при остановке турбины эти явления проявляются специфически, поэтому они требуют отдельного рассмотрения.

Наиболее опасным явлением при остановке турбины является относительное сокращение ротора, основной причиной которого является поступление в камеры регулирующей и последующих ступеней пара пониженной температуры. Ротор, омываемый паром по большой поверхности и с высокой интенсивностью, быстро охлаждается и сокращается. Корпус турбины, имеющий гораздо большую массу и экранированный во многих случаях обоями, охлаждается хуже и поэтому отстает от ротора в своем сокращении.

Однако есть и другая причина. При нормальной работе турбоагрегата значительная часть длины уплотнений омывается горячим паром (рис. 14.1, а), поступающим из камеры первой ступени ЦВД или ЦСД. При уменьшении нагрузки эта часть уплотнения начинает об-

текаться паром все более низкой температуры, а при отключении турбины от сети (рис. 14.1, б) поверхность ротора начинает омываться относительно холодным паром из деаэратора ($140-160^{\circ}\text{C}$). Если учесть, что длина передних концевых уплотнений ЦВД иногда составляет половину длины ротора, то становится ясным, что даже небольшое захлаживание ротора приведет к его сильному сокращению. При неправильной технологии остановки сокращение передней части ротора может достигать нескольких миллиметров.

Постепенное закрытие регулирующих клапанов приводит к неравномерному подводу пара по окружности камеры регулирующей ступени, а если эти клапаны неодинаково открыты, то пар, поступающий из сопел регулирующей ступени, будет иметь разную температуру (см. рис. 9.17). Это вызовет неравномерное охлаждение корпуса, его коробление и задевание ротора о неподвижные детали.

Весьма опасны и температурные напряжения, особенно в роторе и корпусе турбины, возникающие из-за быстрого охлаждения поверхностей этих деталей. Следует опять подчеркнуть, что возникающие на поверхностях этих деталей растягивающие напряжения более опасны, чем напряжения сжатия, появляющиеся при неравномерном нагреве, поскольку они в большей степени способствуют возникновению и развитию трещин.

Пример 14.1. На рис. 14.2 показаны графики изменения параметров при разгрузке турбины Т-100-130 при первых отладочных пусках. После снижения нагрузки с 85 до 50 МВт, проведенной в течение получаса, в последующие полчаса произошло относительное сокращение ротора на 1 мм (при осевом зазоре в регулирующей ступени 1,1–1,2 мм). Чтобы сохранить осевые зазоры в безопасных пределах, в дальнейшем снижали нагрузку в течение почти 3 ч. В процессе остановки по толщине фланца ЦВД перепад температур изменил свой знак: если на стационарном режиме работы внутренняя поверхность фланца была

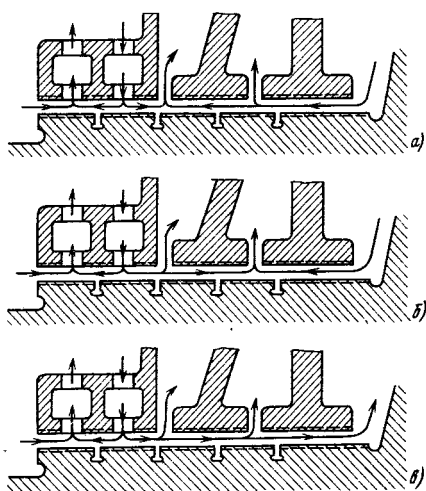


Рис. 14.1. Изменение направления потоков пара в концевом уплотнении ЦВД при остановке турбины:

а — работа под нагрузкой; б — на холостом ходу; в — под вакуумом

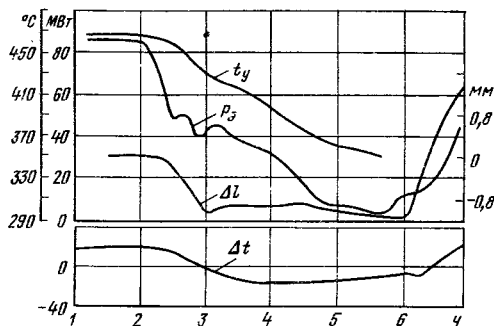


Рис. 14.2. Разгрузка турбины Т-100-130 ТМЗ:

t_y — температура пара из первого отсоса переднего уплотнения; Δl — относительное удлинение ротора ЦВД; Δt — разность температур по ширине фланца

на 20 °С горячее наружной, то при остановке возникла обратная разность температур в 20 °С.

Ясно, что способ разгрузки, показанный на рис. 14.2, нерационален. Хотя он и обеспечивает надежность (не возникает ни опасного относительного сокращения ротора, ни высоких температурных напряжений), длительная работа турбины при постепенно снижающейся нагрузке является неэкономичной. Кроме того, произойдет значительное охлаждение деталей турбины, что затян timer и сделает более опасным возможный последующий пуск из горячего состояния (см. ниже).

Стремление сократить время разгрузки, не допуская при этом опасного относительного сокращения ротора и появления больших температурных напряжений, привело к усложнению пусковой схемы.

Главным способом уменьшения относительного сокращения ротора при разгрузке и выбеге турбины является подача на уплотнение пара повышенной температуры.

Пример 14.2. На рис. 14.3 показаны изменения относительных сокращений ротора турбины Т-100-130, когда в отличие от режима, иллюстрированного рис. 14.2, при нагрузке 50 МВт к пару, поступающему на уплотнения, подмешивают свежий пар. Видно, что при этом скорость относительного сокращения ротора резко упала. С помощью этого мероприятия удалось разгрузить турбину примерно за 1 ч.

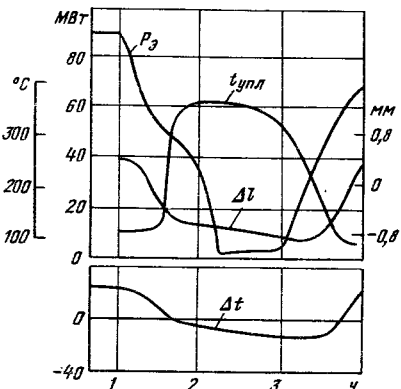


Рис. 14.3. Разгрузка турбины Т-100-130 ТМЗ с повышением температуры пара, поступающего на переднее уплотнение ЦВД:

$t_{упл}$ — температура уплотняющего пара (остальные обозначения см. на рис. 14.2)

Такой же метод используют и для блочных турбин (см. рис. 12.4). При пуске блока из холодного состояния уплотняющий пар подается из общестандартной магистрали через регулятор давления с температурой примерно 150 °С. Для предотвращения укорочения вала при пуске горячей турбины к уплотнениям ЦВД и ЦСД предусмотрен временный подвод горячего, например свежего, пара. Однако подавать горячий пар на уплотнения ЦВД нельзя, так как разогрев вала ЦВД может привести к временному или постоянному ослаблению посадки дисков и втулок уплотнений и возникновению недопустимых вибраций турбоагрегата. Поэтому схема трубопроводов содержит два отдельных коллектора уплотняющего пара для «горячих» и «холодных» уплотнений.

14.2. ОСТАНОВКА ТУРБИНЫ В ГОРЯЧЕМ РЕЗЕРВЕ

При остановке турбины в горячий резерв предполагают ее пуск после относительно короткого времени. Как правило, это остановки на ночь или на конец недели (на субботу и воскресенье).

При остановке турбины в горячий резерв желательно сохранить темпе-

ратуру турбины как можно более высокой, так как это не только сократит и облегчит последующий пуск турбины (см. ниже), но и уменьшит потери теплоты на нагрев деталей турбины до номинальной температуры.

С этой точки зрения наилучшим способом остановки турбины был бы мгновенный сброс нагрузки. В этом случае не происходило бы охлаждения турбины во время разгрузки. Сброс любой нагрузки, особенно полной, является очень серьезным испытанием для турбины (см. § 12.2), поэтому как способ остановки он вообще неприемлем. Можно говорить об очень быстрой разгрузке турбоагрегата и отключении его от сети. Следует, однако, помнить, что мощность многих турбоагрегатов в настоящее время настолько велика, что может составлять значительную долю мощности энергосистемы, в которой они работают. Быстрое исключение из работы значительной мощности в этом случае может привести к неустойчивости работы всей энергетической системы. Поэтому такой способ не применяется.

Для конденсационных турбоустановок неблочного типа, а также блоков с постоянным начальным давлением свежего пара разгрузка турбины ведут путем постепенного закрытия регулирующих клапанов (с помощью механизма управления). В процессе разгрузки необходимо в соответствии с местной инструкцией при уменьшении давления в отборах производить отключение ПВД, уменьшить число работающих конденсатных насосов.

В предусмотренный момент времени необходимо перевести уплотнения ЦВД и ЦСД на питание горячим паром. Особенно внимательно нужно следить за относительным сокращением ротора. Если несмотря на все принимаемые меры сокращение ротора приближается к опасному пределу, необходимо прекратить разгрузку, а воз-

можно, даже увеличить нагрузку.

При уменьшении пропуска пара в конденсатор на определенном этапе должен включиться в работу клапан рециркуляции, направляющий часть конденсата обратно в конденсатор. Следует убедиться, что этот клапан действительно вступил в работу.

Снижение нагрузки обычно ведут до 15—20 % номинальной, после чего воздействием на кнопку выключения прекращают подачу пара в турбину. С этого момента турбина вращается сетью, т. е. электрический генератор работает в режиме двигателя. При этом происходит разогрев турбины вследствие потерь трения ротора о пар. Поэтому в короткое время, оговоренное инструкцией (обычно это несколько минут), необходимо убедиться, что стопорные, регулирующие и обратные клапаны на линиях отборов закрылись, а ваттметр указывает отрицательную мощность (потребление мощности из сети). После этого можно отключить генератор от сети. Может оказаться, что из-за недостаточной плотности клапанов, их зависания или других причин в турбину поступает пар. *Отключать турбогенератор в этом случае от сети запрещается*, поскольку поступающего количества пара может оказаться достаточно для ее разгона. Необходимо предварительно полностью закрыть ГПЗ и ее байпас, убедиться, что пар в турбину не поступает, и только после этого отключить генератор от сети.

Остановку в горячий резерв **блочных турбоустановок** можно производить более рационально, уменьшая нагрузку турбины скольжением (понижением) начального давления (см. § 9.3), но сохраняя температуру свежего пара номинальной. При этом регулирующие клапаны турбины должны быть полностью открыты.

Перед открытием регулирующих клапанов отключают регуляторы подачи топлива и воздуха в котел

блока. В процессе открытия клапанов нагрузка на турбине практически не изменяется, так как она определяется зафиксированным режимом котла. Температура пара перед турбиной может, однако, несколько возрасти за счет уменьшения дросселирования пара в регулирующих клапанах. Необходимо следить за температурой свежего пара и при необходимости воздействовать на нее впрысками конденсата в паропровод или регулированием подачи топлива и воздуха в котел.

При уменьшении нагрузки снижается температура пара за промежуточным пароперегревателем. Однако это понижение не должно быть больше 20—25 °С. Дальнейшее разгружение блочной турбины ведется постепенным уменьшением подачи топлива в котел, вследствие чего уменьшается давление свежего пара перед турбиной.

В блочной установке ряд ее элементов питается паром из отборов турбины. Поэтому на определенном этапе остановки, когда возможности турбины для этого исчерпываются, необходимо переходить на питание паром от других источников. Это относится к деаэратору и питательному турбонасосу. При снижении нагрузки деаэратор сначала переводят на питание паром из отбора с более высоким давлением, а затем — от постороннего источника.

Если питательная установка блока состоит из электропитательного и турбопитательного насосов (см. рис. 6.10), то при уменьшении давления в отборе для приводной турбины переходят на питательный электронасос. Если в тепловой схеме предусмотрен только турбинный привод питательного насоса, то в определенный момент необходимо перейти на питание от постороннего источника. При нагрузке, меньшей 30 % (для блоков на сверхкритические параметры пара), включают в работу БРОУ для того, чтобы избыточный пар,

вырабатываемый котлом, сбрасывать в конденсатор в обвод турбины. Разгрузка блока производится также до 15—20 % номинальной мощности, определяемой устойчивостью температуры свежего пара и пара промежуточного перегрева при малых расходах топлива. Сброс остаточной нагрузки производится кнопкой отключения турбины. Непосредственно перед отключением турбины прекращают подачу топлива в котел, который вследствие своей высокой теплоаккумулирующей способности в течение нескольких минут продолжает вырабатывать пар. Тем самым частично возмещаются затраты топлива на разогрев котла и трубопроводов при пуске. После отключения турбогенератора от сети начинается выбег ротора, при котором частота вращения изменяется от номинальной до нуля. Это вращение происходит за счет инерции ротора.

14.3. ВЫБЕГ РОТОРА

Выбег ротора — важный эксплуатационный этап, позволяющий в определенной степени судить об исправности турбоагрегата. Во время выбега обязательно снимается кривая выбега — зависимость частоты вращения от времени (рис. 14.4). Замедление частоты вращения при выбеге происходит из-за трения лопаток и дисков о пар, из-за вентиляции пара лопаточным аппаратом и из-за трения в масляном слое подшипников.

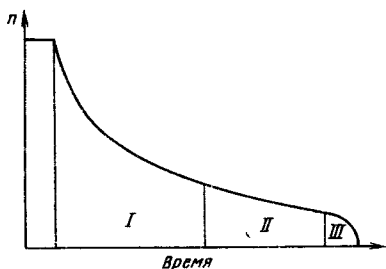


Рис. 14.4. Кривая выбега турбины:

I — зона влияния вентиляционных потерь; II — зона влияния жидкостного трения в подшипниках; III — зона полусухого трения в подшипниках

Вентиляционные потери очень сильно зависят от частоты вращения. С уменьшением частоты вращения они быстро уменьшаются, поэтому начальный участок кривой выбега имеет большую крутизну. С уменьшением частоты вращения основную роль начинают играть потери на трение в масляном слое подшипников. Соппротивление трения в подшипниках в меньшей степени зависит от частоты вращения, поэтому протекание кривой выбега носит пологий характер. Наконец, на последнем участке наблюдается резкое падение частоты вращения, вызванное переходом от жидкостного трения в подшипниках к полусухому.

Снятие кривой выбега производится следующим образом. С помощью механизма управления турбоагрегат выводится на холостой ход и затем кнопкой отключения прекращается подача пара в турбину. С помощью ручного тахометра через каждые 2—3 мин производят измерение частоты вращения. По данным измерений строят кривую выбега, которая затем сравнивается с нормативной кривой, снятой после первых 200—300 ч работы (после приработки всех деталей турбины).

Как нормативную, так и все остальные кривые выбега снимают при одном и том же постоянном давлении в конденсаторе, поскольку вентиляционные потери в турбине в значительной степени зависят от плотности среды, в которой вращается ротор турбины.

Время полного выбега современных турбин составляет в зависимости от мощности 20—40 мин. При отклонении выбега по сравнению с нормативным более чем на 2—3 мин необходимо выяснить причины отклонения и принять соответствующие меры. Уменьшение времени выбега свидетельствует о появлении повышенного трения в подшипниках или задеваний в проточной части и уплотнениях. Поэтому в процессе выбега необходимо периоди-

чески прослушивать турбину, чтобы обнаружить возможные задевания. Увеличение времени выбега, как правило, свидетельствует о неплотности стопорных или регулирующих клапанов или клапанов на линиях отборов.

В процессе выбега ротора на турбине производится ряд операций. Поскольку в этот период система регулирования уже не работает, отпадает необходимость в работе мощных насосов, обеспечивающих систему регулирования. Эти насосы отключают. Если система смазки и система регулирования работают от одного насоса, расположенного на валу турбины, то в работу включается сначала пусковой масляный электро- или турбонасос, а затем резервный насос смазки малой мощности.

Для исключения возможной конденсации пара в остывающих в последующем перепускных трубах ЦВД и паропроводах промежуточного перегрева необходимо при закрытой ГПЗ через вентили обеспечения выпустить пар из тракта промежуточного перегрева, а через дренажи — из перепускных труб ЦВД.

Далее при остановке турбины в горячий резерв необходимо принять все возможные меры для сохранения теплоты в паропроводах и в котле. Для этого закрываются все дренажи и задвижки, через которые возможен отток теплоты.

После остановки ротора турбины необходимо во избежание его теплового прогиба немедленно включить валоповоротное устройство.

Последними операциями по остановке турбины являются прекращение подачи пара на эжекторы и уплотнения, остановка питательного насоса после предварительной подпитки котла, остановка конденсатных насосов (после достаточного охлаждения охладителей пара эжекторов), остановка циркуляционных насосов (при температуре выходного патрубка ниже 50 °С и

непоступлении пара в конденсатор) и прекращение подачи пара от постороннего источника на деаэратор.

14.4. ОСТАНОВКА ТУРБИНЫ С РАСХОЛАЖИВАНИЕМ

Остановка турбины с охлаждением производится в тех случаях, когда предусматриваются работы, которые не могут быть проведены на горячей турбине. К таким работам относятся текущие и капитальные ремонты, при проведении которых необходимо вскрывать цилиндры. Прекращение вращения ротора турбины валоповоротным устройством, подача масла к подшипникам и снятие изоляции допускаются как по техническим причинам, так и по соображениям техники безопасности при температуре турбины ниже 200°C .

Если производить остановку ранее описанным способом с сохранением постоянной температуры горячих частей турбины, то, поскольку современные турбины остывают со скоростью $60\text{--}70^{\circ}\text{C}$ в сутки, потребовалось бы 6—7 сут для остывания до допустимой температуры. Необходимость в полном остывании возникает не только при капитальных, но и при частичных ремонтах системы маслоснабжения, подшипников, паровпускных частей турбины, одним словом, тогда, когда подача масла на подшипники или вращение ротора валоповоротным устройством не могут быть прекращены или когда этого требует техника безопасности.

Основная идея проведения остановки блочной турбины с расхолаживанием состоит в том, что турбина постепенно охлаждается протекающим через нее паром понижающейся температуры; при этом также уменьшают начальное давление пара. Основная трудность в осуществлении режима расхолаживания состоит в том, что не все котлы могут выдавать пар требуемых

параметров. Выше отмечалось, что для исключения попадания в турбину влажного пара (это вызовет резкое понижение температуры металла турбины) необходимо иметь перегрев пара по отношению к температуре насыщения. Поэтому вместе со снижением температуры пара следует снижать и его давление. Эта операция сравнительно просто осуществляется на блоке с барабанным котлом. Весь тракт прямооточного котла, как уже упоминалось, должен работать под давлением, которое не может быть сильно снижено по соображениям его надежности, поэтому на блоках с такими котлами возможно лишь ограниченное снижение температуры пара. В некоторых случаях расхолаживание турбины ведут путем прикрытия регулирующих клапанов при поддержании номинальных параметров пара, но при снижении паропроизводительности котла.

При остановке турбины с расхолаживанием в результате постепенного охлаждения со скоростью $0,5\text{--}0,7^{\circ}\text{C}/\text{мин}$ удается довести температуру турбины за 5—7 ч до $360\text{--}370^{\circ}\text{C}$. Все рассмотренные выше операции по остановке оборудования блока остаются прежними. Продолжительность естественного остывания турбины после разгрузки турбины с расхолаживанием еще до температуры $150\text{--}180^{\circ}\text{C}$ составляет дополнительно 5—7 сут. В гл. 9 отмечалось, к каким огромным убыткам приводит простой энергетического оборудования даже в течение короткого времени. Поэтому постоянно ведутся поиски рациональных, относительно быстрых способов расхолаживания турбин, с тем чтобы сократить до минимума период от отключения генератора от сети до начала ремонта.

Пример 14.3. На рис. 14.5 показана схема принудительного расхолаживания турбины К-160-130, внедренная ВТИ на одной из ТЭС. Для быстрого охлаждения наиболее массивного корпуса ЦВД использовался пар, аккумулированный в котле после остановки турбины. Ротор турбины

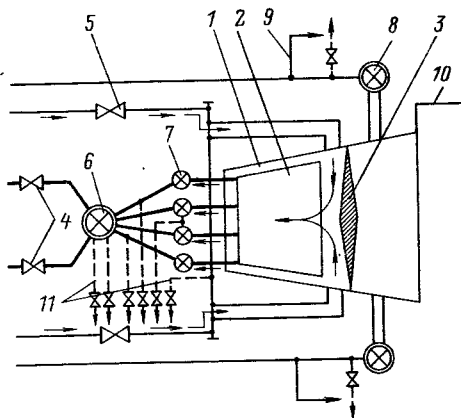


Рис. 14.5. Схема расхолаживания турбины К-160-130 ХТЗ (стрелками показано движение охлаждающего пара):

1 — ЦВД; 2 — внутренний корпус; 3 — разделительная диафрагма; 4 — ГПЗ; 5 — задвижки на линии холодного промежуточного перегрева; 6 — стопорный клапан; 7 — регулирующие клапаны ЦВД; 8 — комбинированные клапаны ЦСД; 9 — пар в БРОУ-2; 10 — пар в ЦВД; 11 — дренажи в конденсатор

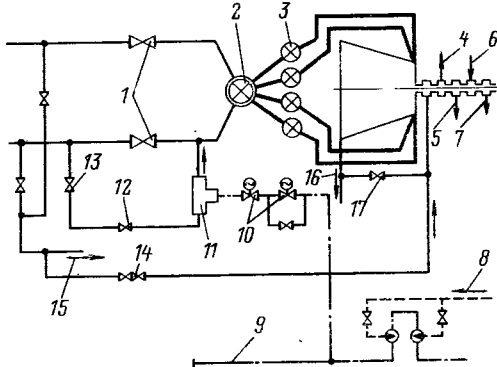


Рис. 14.6. Схема ускоренного расхолаживания турбины ТМЗ Т-100-130:

1 — ГПЗ; 2, 3 — стопорный и регулирующий клапаны; 4, 5 — отсос в салыниковый подогреватель; 6 — пар от деаэратора с подмешанным свежим паром; 7 — пар в эжекторный холодильник; 8 — от конденсатных насосов; 9 — коллектор пара отбора с давлением 0,8—1,3 МПа; 10 — задвижка на подводе пара из отбора к смесителю; 11 — смеситель; 12, 13 — задвижки на подводе свежего пара к смесителю; 14 — задвижка подачи свежего пара на уплотнение; 15 — подвод свежего пара к эжекторам; 16 — отсос в I отбор; 17 — задвижка, закрываемая при расхолаживании

вращался валоповоротным устройством, а пар из котла при закрытых ГПЗ и стопорных клапанах ЧСД подавался через БРОУ-1 и открытые задвижки «холодного» промежуточного перегрева в выходные патрубки ЦВД. Пар проходил через ЦВД противотоком и сбрасывался в конденсатор через дренажи на тракте перед ЦВД. Опыты показали, что время расхолаживания турбины таким способом можно сократить в 4—5 раз.

Принудительное расхолаживание может быть организовано и для турбин неблочного типа на тех ТЭС, где имеется пар сниженных параметров.

Пример 14.4. На рис. 14.6 показана схема ускоренного расхолаживания турбины Т-100-130, примененная ВТИ на одной из ТЭС, на которой также установлены турбины с отборами ПТ-60-90/13. К смесительному устройству через задвижки на подводе свежего пара одновременно подается свежий пар (при закрытых ГПЗ) и пар с давлением 0,8—1,3 МПа из коллектора промышленного отбора пара, температура которого значительно ниже температуры свежего пара.

Расхолаживание турбины производится следующим образом. После разгрузки турбины ее ГПЗ закрывают и подачу пара в турбину производят через задвижки на подводе свежего пара в смеситель, в который подается во все увеличивающемся количестве пар из коллектора отбора через

задвижки на подводе пара из отбора. После полного открытия этих задвижек дальнейшее понижение температуры охлаждающего пара осуществляется путем уменьшения подачи свежего пара в смеситель. В дальнейшем и пар отбора, поступающий в турбину, охлаждается впрысками конденсата, поступающего от конденсатных насосов.

Для удержания относительного сокращения ротора в допустимых пределах в первый отсос переднего концевое уплотнения ЦВД через задвижку подачи свежего пара на уплотнение подводится свежий пар; задвижка, через которую в нормальных условиях пар направляется в первый отбор, при расхолаживании закрывается.

На рис. 14.7 показана эффективность предложенного способа расхолаживания: для охлаждения турбины до температуры 200 °С требуется всего около 8 ч вместо 90 ч при естественном остывании.

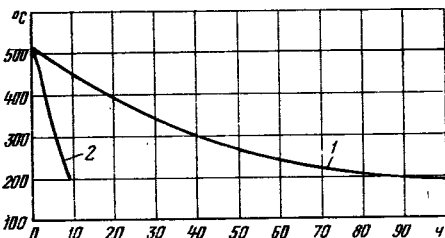


Рис. 14.7. График остывания турбины:

1 — естественное остывание; 2 — ускоренное расхолаживание паром отбора

14.5. АВАРИЙНАЯ ОСТАНОВКА ТУРБОАГРЕГАТА

При возникновении на турбоагрегате аварийного положения дежурный персонал должен действовать в соответствии с противоаварийной инструкцией, в которой содержится перечень основных аварийных ситуаций и приведены меры по их ликвидации.

При ликвидации аварийных положений дежурный персонал должен особенно внимательно наблюдать за основными показателями работы турбины, к которым относятся: частота вращения, электрическая мощность, параметры свежего пара и пара промежуточного перегрева, вакуум в конденсаторе, уровень вибрации турбоагрегата, осевое положение ротора и положение роторов относительно соответствующих корпусов, давление масла в системе регулирования и смазки, уровень масла в масляном баке, температура масла на входе в подшипники и выходе из них.

Аварийная остановка турбоагрегата производится путем немедленного прекращения подачи пара в турбину. При этом различают аварийную остановку без срыва вакуума, т. е. без его резкого ухудшения, и со срывом вакуума, при котором в выходную часть турбины и конденсатор впускают атмосферный воздух через специальную электрозадвижку (см. поз. 15 на рис. 13.2).

При срыве вакуума плотность среды в ЦНД резко возрастает, и это приводит к быстрому замедлению частоты вращения ротора при прекращении подачи пара и отключении генератора от сети.

Пример 14.5. Время полного выбега турбины К-200-130 ЛМЗ при номинальном вакууме составляет 32—35 мин, а при остановке со срывом вакуума — всего 15 мин.

При срыве вакуума динамические напряжения в рабочих лопатках возрастают в несколько раз, поэтому регулярные остановки с

использованием срыва вакуума ведут к накоплению в них повреждений. Кроме того, при срыве вакуума происходит разогрев выходного патрубка и появляется возможность расцентровок и вибрации. Поэтому использование срыва вакуума допустимо лишь в аварийных ситуациях, действительно требующих этого.

Пример 14.6. Внезапное возникновение сильной вибрации свидетельствует либо о внезапно появившейся разбалансировке ротора, например из-за обрыва рабочей лопатки, либо о значительных задеваниях. Поэтому быстрое прекращение вращения может предотвратить поломку других лопаток, выплавление баббитовой заливки опорных подшипников и т. д. Ясно, что в этом случае необходима остановка со срывом вакуума.

Аналогичное положение возникает и при увеличении частоты вращения сверх допустимой, при гидравлическом ударе, при котором может произойти выплавление заливки колодок упорного подшипника (см. § 11.1), при резком осевом сдвиге ротора, при чрезмерном относительном удлинении роторов, при появлении искр из концевых уплотнений, свидетельствующих о сильных задеваниях, при которых может произойти прогиб ротора (см. § 11.3).

Пример 14.7. Резкое повышение температуры масла на выходе из подшипника свидетельствует либо об ухудшении его маслоснабжения, либо о неисправности самого подшипника. Задержка в остановке ротора может привести не только к выплавлению баббитовой заливки вкладыша, но и к задеваниям и повреждениям диафрагменных, концевых и надбандажных уплотнений. Поэтому в этом случае также необходима остановка со срывом вакуума.

Внезапное понижение уровня масла в баке при невозможности его восстановления требует быстрой остановки во избежание срыва масляных насосов (см. пример 11.25) и нарушения маслоснабжения. Срочные меры по остановке ротора следует предпринять при возникновении пожара или его серьезной угрозе.

При аварийной остановке со срывом вакуума необходимо прекратить доступ пара в турбину с помощью кнопки выключения и потребовать остановки котла (при блочной схеме турбоустановки). При этом пар, вырабатываемый некоторое время котлом в силу его большой аккумулирующей способности, нельзя сбрасывать в конденсатор через БРОУ; через предохранительные клапаны паропроводов его выпускают в атмосферу. Далее необходимо убедиться в том, что турбина надежно отключена от паропроводов и не вырабатывает мощности; только после этого можно отключить генератор от сети (см. § 14.2). Затем открывают задвижку срыва вакуума и отключают эжектор.

Далее, если ГПЗ и ее байпас не закрыты, то их следует закрыть, для того чтобы случайные неправильные действия персонала или неполадки в системе регулирования не привели к открытию клапанов и разгону турбины. Необходимо обеспечить нормальную работу системы смазки (проверить включение пусковых или резервных масляных насосов), конденсатных насосов (включить рециркуляцию в конденсатор), деаэратора (перевести его на работу паром от постороннего источника).

Дальнейшая остановка ведется обычным способом. При выбеге ротора необходимо особенно тщательно прослушать уплотнения и записать время выбега ротора.

Приведем несколько примеров, когда срыва вакуума не требуется.

Пример 14.8. При изменении температуры свежего пара или пара промежуточного перегрева, выходящих за пределы, предусмотренные противоаварийной инструкцией, нет необходимости срывать вакуум. Достаточно просто отключить турбину и проследить за выбегом ротора.

Пример 14.9. Срыв вакуума при повышении температуры выходного патрубка сверх допустимой не нужен, так как это может вызвать дополнительный его нагрев за счет увеличения трения ротора о среду.

Остановка без срыва вакуума необходима при сильном ухудшении

вакуума (см. § 9.6), при поломках в системе регулирования, которые невозможно устранить на ходу, и в некоторых других случаях, зафиксированных в противоаварийных инструкциях. При аварийной остановке без срыва вакуума нет необходимости выпускать пар, вырабатываемый котлом, в атмосферу, а можно его направить через БРОУ в конденсатор.

Сложнее протекает процесс аварийной остановки на турбинах АЭС.

На двухконтурных АЭС при быстром закрытии стопорных клапанов и недопустимости сброса вырабатываемого в парогенераторах пара в конденсатор быстро возрастает давление во втором контуре. Тогда в работу вступает быстродействующая редуцирующая установка БРУ-А (см. рис. 13.9), выпускающая избыток пара в атмосферу. Если по каким-либо причинам произойдет задержка в открытии БРУ-А или будет происходить дальнейший рост давления в контуре, то сработают предохранительные клапаны и выпустят пар в атмосферу.

При авариях на блоках на одноконтурных АЭС с одновременной потерей вакуума сбрасывать радиоактивный пар в атмосферу недопустимо. Поэтому установка оборудуется специальным технологическим конденсатором для приема этого пара. Кроме того, схема снабжается быстродействующей редуцирующей установкой БРУ-Б, которая сбрасывает пар в барботер, где происходит его конденсация.

При возникновении аварийного положения, не предусмотренного противоаварийной инструкцией, персонал должен действовать быстро, но продуманно. Прежде всего надо уяснить, что же произошло. Для этого необходимо быстро собрать всю возможную информацию, имеющую отношение к аварии, и мысленно представить себе процесс развития аварии. Это позволит предположить причину возникновения аварии.

Очень большую пользу при этом оказывает знание конкретной турбины, ее особенностей и истории ее эксплуатации. Конечно, все это надо делать быстро, иногда в считанные секунды. Приняв решение, необходимо приступить к ликвидации сначала последствий, а затем причин аварии.

Типичная ошибка, совершаемая эксплуатационным персоналом, состоит в том, что устраняются не причина аварии, а ее последствия. Пример такой ошибки рассмотрен выше (см. пример 11.25). Когда произошла авария (падение уровня масла в масляном баке из-за засорения сеток-фильтров) и стопорный клапан закрылся, эксплуатационный персонал, вместо того чтобы найти и ликвидировать причину аварии (очистить масло), ликвидировал ее проявление (вновь открыл стопорный клапан).

14.8. ОСТЫВАНИЕ ТУРБИНЫ И ЭЛЕМЕНТОВ БЛОКА ПРИ ОСТАНОВКЕ В ГОРЯЧИЙ РЕЗЕРВ

После полного выбега ротора и включения в работу валоповоротного устройства начинается процесс естественного остывания турбины и других элементов турбоустановки. *В период остывания прекращение вращения ротора и подачи масла на подшипники турбины не допускается.* Обычно в течение первых 8 ч ротор вращается валоповоротным устройством непрерывно, а в дальнейшем ротор периодически (с увеличивающимся периодом) поворачивают на 180 °С. Прекращение вращения ротора недопустимо из-за его неравномерного остывания и появления теплового прогиба. Подача масла к подшипникам необходима, во-первых, для уменьшения трения в подшипниках при вращении ротора валоповоротным устройством и, во-вторых, для снятия теплоты, аккумулированной в турбине при ее работе и притекающей к подшипникам при ее остановке.

При остывании хорошо изолированной турбины интенсивность теплообмена между окружающим воздухом и турбиной очень мала. Поэтому опасных температурных напряжений в ее деталях не возникает. Наибольшую опасность представляют временные деформации корпуса турбины, возникающие вследствие неравномерного остывания.

Наиболее серьезные последствия возникает из-за появления разности температур между верхней и нижней образующими корпуса. Это приводит к выгибу корпуса вверх. Разность температур возникает по трем основным причинам.

1. Недостаточность или некачественность изоляции низа корпуса. Особенно сильно это сказывается при сборной изоляции.

Сборная изоляция состоит из жестких теплоизоляционных изделий и гибких матрасов из базальтовой и минеральной ваты. Эти изделия в несколько рядов крепятся проволокой к основной несущей части каркаса. Каркас составляют бандажи, прикрепленные к корпусу турбины на заводе, и опорные шпильки, привариваемые к бандажам на станции при установке изоляции. Для ликвидации щелей между изделиями пространство между ними промазывается специальным раствором. Пространство между шпильками фланцевого разъема изолируется стельными матрасами из асбестовой или стеклянной ткани, заполненной минеральной или базальтовой ватой.

Монтаж сборной изоляции весьма трудоемок и, как показывает опыт эксплуатации, не может обеспечить надежной теплоизоляции: при частых пусках, остановках и вибрации нарушается связь между металлом корпуса и изоляцией, между отдельными изоляционными изделиями, появляются щели, куда проникает холодный воздух, снижая эффективность теплоизоляции и вызывая неравномерность остывания корпуса турбины.

Эти недостатки сборной изоляции привели к появлению так называемой торкретированной изоляции, состоящей из смеси асбестового волокна, перлитного песка и связующей массы, наносимой на поверхность турбины методом напыления с помощью специальной пневматической установки. В результате после высушивания образуется бесшовная монолитная конструкция из легкой массы, образующая с корпусом турбины единое целое.

На рис. 14.8 показаны разности температур, возникающие между верхом и низом корпусов турбины

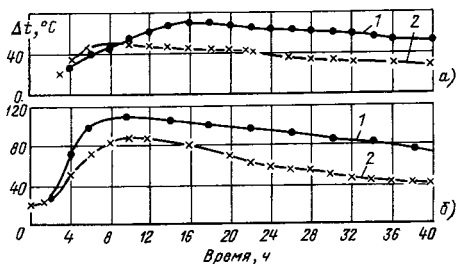


Рис. 14.8. Разность температур верха и низа корпуса турбины К-200-130 ЛМЗ:

а — ЦВД; б — ЦСД; 1 — с обычной изоляцией; 2 — с напыленной изоляцией

К-200-130, при использовании сборной и торкретированной изоляции, иллюстрирующей достоинства последней: если при сборной изоляции разность температур достигала в ЦСД 100 °С и выше, то при изоляции напылением она уменьшалась до 85 °С. Нормальная работа современных мощных турбин немыслима без хорошей изоляции.

2. Отвод теплоты от низа корпуса по патрубкам отборов. После останова турбины вдали от нее температура паропроводов отбора быстро снижается, а корпус турбины остается горячим, поэтому вдоль паропровода происходит интенсивный отток теплоты. Он будет особенно большим при плохой изоляции паропроводов отбора.

3. Негерметичность и неправильное выполнение обшивки турбины. Например, при конструкции об-

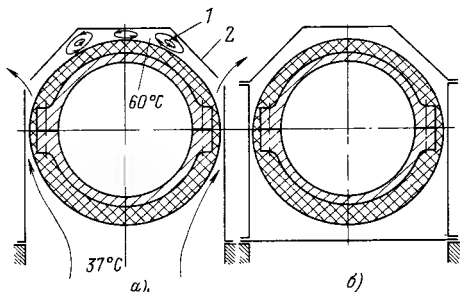


Рис. 14.9. Негерметичная (а) и герметичная (б) конструкции кожуха турбины:

1 — застойная зона; 2 — кожух

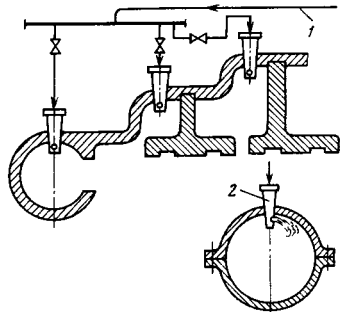


Рис. 14.10. Выравнивание разности температур верха и низа корпуса турбины с помощью сопел:

1 — пар из коллектора обогрева; 2 — сопло

шивки, показанной на рис. 14.9, а, холодный воздух из конденсационного помещения может проникать под изоляцию турбины, охлаждать ее низ и вытекать через отверстия в обшивке. Над верхней частью корпуса при этом образуется застойная вихревая зона, температура в которой по измерениям может достигать примерно 60 °С, в то время как под турбиной она находится на уровне 37 °С. При установке под корпусом турбины герметизирующего листа (рис. 14.9, б) охлаждение корпуса становится равномерным и разность температур верха и низа корпуса уменьшается.

Для ликвидации возникающих разностей температур верха и низа используют различные способы. Весьма эффективным является создание в отдельных камерах корпуса циркуляционных токов посредством небольших сопел (рис. 14.10), к которым подается пар из коллектора обогрева фланцев. Такой способ применен на Молдавской ГРЭС на одной из турбин К-200-130 и дал хороший результат.

14.7. УХОД ЗА ОСТАНОВЛЕННОЙ ТУРБИНОЙ

За остановленной турбиной необходим тщательный уход. Наибольшую опасность для остановленной

турбины и некоторых других элементов турбоустановки представляет коррозия.

Основной причиной коррозии является одновременное присутствие влаги и воздуха, поэтому при остановке турбины должны быть приняты меры для исключения их одновременного попадания в турбину. Для этого паропровод, подводящий пар к турбине, снабжается специальным вентилем обеспаривания, который открывается на атмосферу сразу же после остановки турбины. Камера регулирующей ступени турбины, камеры отборов, паровые коробки регулирующих клапанов, перепускные трубы (от стопорных клапанов к регулирующим) также должны быть сообщены с атмосферой во избежание скопления конденсата, который может испаряться и через неплотности арматуры попадать в турбину.

При остановке турбины в длительный резерв принимаются дополнительные меры. Турбина с помощью заглушек надежно отключается от всех паропроводов, по которым может быть протечка пара: от паропроводов свежего пара, паропроводов отборов, регенеративных подогревателей и т. д. Вал турбины дополнительно уплотняется асбестовым шнуром, а в паровое пространство конденсатора устанавливают противни с хлористым кальцием для поглощения влаги. Особая забота проявляется по отношению к шейкам подшипников: для создания защитного слоя масла не реже 1 раза в неделю через подшипники прокачивается масло, а ротор поворачивается валоповоротным устройством на несколько оборотов.

Еще более эффективным средством борьбы со стояночной коррозией является подача внутрь турбины теплого сухого воздуха или инертного газа, чаще всего азота. Для этого с помощью вентилятора из машинного зала засасывается воздух, пропускается через нагреватель, где он нагревается на 3—5 °С выше температуры окружающей среды и

с небольшим избыточным давлением подается в турбину, из которой он выходит через концевые уплотнения.

14.8. ПУСК НЕБЛОЧНОЙ ПТУ ИЗ ГОРЯЧЕГО И НЕОСТЫВШЕГО СОСТОЯНИЯ

Если при пуске неблочной турбины из холодного состояния основная трудность состоит в том, что поступающий в турбину пар имеет слишком высокую температуру по сравнению с температурой металла, то при пуске из горячего и неостывшего состояний возникает другая трудность: пар, поступающий в турбину, может иметь более низкую температуру, чем ее металл. Связано это с тем, что, как правило, за время стоянки паропровод и арматура на нем (магистральная задвижка ГПЗ, стопорный и регулирующие клапаны) остывают быстрее, чем сама турбина. Поэтому свежий пар, поступающий из станционного коллектора и проходящий по паропроводу в турбину, остывает.

Поступление охлажденного пара в турбину нежелательно по следующим основным причинам:

1) быстрое охлаждение ротора относительно корпуса приводит к сокращению ротора и выборке входных осевых зазоров в проточной части;

2) охлаждение ротора и корпуса турбины происходит неравномерно по толщине, и в них возникают дополнительные температурные напряжения, циклическое повторение которых способствует появлению трещин термической усталости;

3) захлаживание турбины приводит к необходимости повышать ее температуру в дальнейшем, что вызывает ограничение по скорости набора нагрузки.

Перечисленные обстоятельства позволяют сформулировать принципы, на которые необходимо опираться при проведении пусков неблочных

турбин из неостывшего и горячего состояний;

1) температура свежего пара должна иметь номинальное значение;

2) паропроводы свежего пара и вся установленная на нем арматура должны быть тщательно прогреты, для того чтобы не происходило остывания движущегося по ним пара;

3) должны быть исключены все источники захлаживания трубопроводов, арматуры и деталей турбины. В частности, становится совершенно недопустимой подача на уплотнения относительно холодного пара из уравнивательной линии деаэраторов, поскольку в отсутствие потока теплоты по валу от пара, протекающего через турбину, происходят захлаживание ротора и его опасное сокращение;

4) если по условиям температурного состояния невозможно подать в турбину пар более высокой температуры, чем температура металла, то необходимо производить как можно быстрее разворот турбины и взятие начальной нагрузки, с тем чтобы не заохладить детали и не вызвать опасного сокращения ротора.

Порядок пуска ПТУ из горячего и неостывшего состояний принципиально не отличается от пуска из холодного состояния. Отличие состоит в длительности и порядке проведения отдельных операций, которые должны обеспечить безопасный пуск и минимальный расход энергии на собственные нужды и пусковые потери теплоты.

Перед пуском турбоустановки обязательно следует убедиться в отсутствии чрезмерной разности температур между верхом и низом корпуса ЦВД, которая может возникнуть при остывании турбины. Если она превышает предельно допустимую, то пуск турбины запрещается. Точно так же необходимо проследить за положением ротора относительно корпуса, поскольку при стоянке ротор может чрезмерно сократиться.

Пуск ПТУ осуществляется в соответствии с пусковым графиком.

Прогрев паропровода при пусках из горячего и неостывшего состояний не требует много времени, поэтому начинать подготовительные операции целесообразно с пуска конденсационной установки.

В процессе пуска конденсационной установки и прогрева паропроводов выполняют проверку систем защиты и регулирования.

После проверки работы валоповоротного устройства необходимо, сделав соответствующие переключения в схеме подачи пара на уплотнения, включить его и подать на «горячие» уплотнения горячий пар, на «холодные» — холодный. Затем включить в работу эжектор уплотнений.

Этап разгона, синхронизации и начального нагружения производится точно так же, как и при пуске из холодного состояния, за исключением того, что их ни в коем случае нельзя задерживать. Необходимо четко усвоить, что если при пуске из холодного состояния задержка в пуске не представляет опасности для турбины и влечет только перерасход топлива, то *при пуске из горячего и неостывшего состояний задержка в пуске вызывает опасность задвиганий из-за сокращения ротора и дополнительные температурные напряжения и ограничивает скорость набора нагрузки на последующих этапах.*

Быстрому развороту и набору нагрузки способствуют отсутствие конденсации в корпусе турбины и невозможность хрупкого разрушения ротора (см. § 11.3), поскольку его температура значительно выше критической температуры хрупкости.

Хотя турбину следует разгонять и нагружать как можно скорее, это необходимо делать не в ущерб проверкам состояния ее проточной части и систем защит. В процессе пуска эти системы должны тщательно проверяться, а турбина прослушиваться.

14.9. ПУСК БЛОКОВ ИЗ ГОРЯЧЕГО И НЕОСТЫВШЕГО СОСТОЯНИЙ

Трудности, возникающие при пуске из неостывшего и горячего состояний блочных турбинных установок, в общем не отличаются от трудностей, возникающих при таких же пусках для неблочных турбин. Основная сложность состоит в необходимости поддержания соответствия температуры пара температуре металла отдельных узлов блока.

Мощные блоки, о пусках которых здесь идет речь, выполняются с промежуточным перегревом (в отличие от неблочных турбин), и поэтому при пусках из горячего и неостывшего состояний приходится заботиться не только о ЦВД, но и о ЦСД.

На рис. 14.11 очень упрощенно показана схема паропроводов свежего пара и паропроводов промежуточного перегрева блока 300 МВт, на которой указаны типичные значения температур металла отдельных узлов турбоустановки после остановки блока на 8 ч. Видно, что за это время меньше всего остыли корпуса ЦВД и ЦСД, а сильнее всего — паропроводы «горячего» промежуточного перегрева и перепускные трубы ЦВД. Это обстоятельство сильно усложняет технологию пуска.

Действительно, если температура металла ЦВД составляет 480°C ,

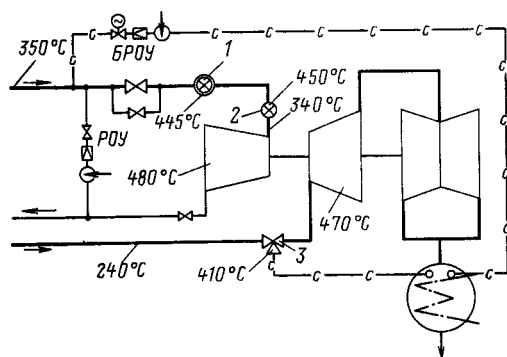


Рис. 14.11. Пусковая схема с одной БРОУ и РОУ для пуска из горячего состояния:

1, 2, 3 — стопорный, регулирующий и сбросной клапаны соответственно

то в турбину следует подавать пар с температурой 530°C . Если в процессе пуска удастся установить за котлом эту температуру, а затем открыть байпас ГПЗ для толчка ротора, то в турбину будет поступать пар, сильно охлажденный из-за дросселирования в байпасе ГПЗ и при движении по холодным паропроводам. Чтобы учесть это обстоятельство, можно поднять температуру перед ГПЗ еще выше (но не выше номинальной). В этом случае детали ЦВД могут оказаться в безопасности. Однако другие элементы паропровода, в частности значительно остывшие корпуса стопорного и регулирующего клапанов, перепускные трубы, окажутся под воздействием слишком высокой для них температуры. Тракт от ГПЗ до закрытых регулирующих клапанов необходимо прогревать отдельно. При этом открытие байпаса должно производиться вполне определенным образом, т. е. так, чтобы не заохладить корпус стопорного клапана (поскольку в дальнейшем его придется нагревать), но и не разогревать паропроводы за ГПЗ с опасной скоростью. Аналогичное положение возникает и при прогреве регулирующих клапанов, расположенных за ними перепускных труб и собственно турбины. Это приводит к тому, что выполнить все требования в полной мере без значительного увеличения пусковых потерь становится невозможно. Поэтому, разрабатывая технологию пуска из горячего или неостывшего состояния, наладочные организации часто выбирают компромиссный вариант, при котором обеспечивается надежность всех элементов схемы с точки зрения температурных напряжений при небольшом, однако, захлаживании ЦВД. Последнее обстоятельство крайне нежелательно из-за относительного сокращения ротора, но не опасно при достаточно быстром пуске.

Таким образом, тщательнейшее поддержание режима при пусках из горячего состояния является непре-

менным условием безопасной и долговечной работы оборудования.

Выше, говоря о необходимости получения перед ГПЗ пара почти номинальной температуры, мы не рассматривали технические возможности котла. Получить такой пар за котлом можно лишь при достаточно большом давлении. Например (рис. 14.12), для получения пара с температурой 560 °С необходимо иметь давление за барабанным котлом примерно 9 МПа, а за прямоточным — более 10 МПа. Таким образом, приведение ротора во вращение и нагружение при пуске блока из горячего состояния происходят при значительно больших давлениях и температурах, чем при пуске из холодного состояния. А это приводит к тому, что холостой ход и малые нагрузки турбины обеспечиваются при малой степени открытия регулирующих клапанов, что вызывает сильное дросселирование пара в клапане и снижение его температуры. Иногда даже при превышении температуры пара и перепускных труб на 50—100 °С по отношению к температуре металла турбины в результате дросселирования при частичном открытии клапана температура ме-

талла оказывается все же выше температуры поступающего пара.

Радикальной мерой борьбы с охлаждением пара из-за дросселирования является начальное нагружение турбины не путем постепенного открытия регулирующих клапанов, а путем увеличения паропроизводительности и параметров за котлом. Кроме того, когда захолаживание цилиндра по ряду причин становится неизбежным, необходимо режим разворота, синхронизации и начального нагружения вести достаточно быстро, в строгом соответствии с графиком-заданием.

Повышенные параметры пара перед началом вращения ротора и при начальном нагружении требуют усиленной форсировки котла. В пусковых схемах с двумя обводами (см. рис. 13.3, а) повышенная форсировка не вызывает особых сложностей, так как пар, проходящий через БРОУ-2, охлаждает промежуточный пароперегреватель. В схеме с одним обводом для охлаждения промежуточного пароперегревателя используют РОУ (см. рис. 14.11), подводящую пар из паропроводов свежего пара. Одновременно при этом производят прогрев тракта промежуточного перегрева.

Так же как и при пуске из холодного состояния, в пусковых схемах с прямоточными котлами важное значение имеет момент перевода давления. Однако если при пусках из холодного состояния следовало опасаться за прочность регулирующих клапанов и расположенных за ними перепускных труб, то при пусках из горячего и неостывшего состояния перевод давления вызывает опасность охлаждения паровпускной части ЦВД.

На рис. 14.13 точка А изображает состояние пара перед полностью открытыми регулирующими клапанами перед переводом давления, когда температура достигла 480 °С, а давление 12,5 МПа. Линия АВ изображает процесс расширения пара в регулирующей ступени. Если для перевода давления быстро и одновременно прикрыть все регулирующие клапаны и тем самым при неизменной температуре поднять давление до 24 МПа

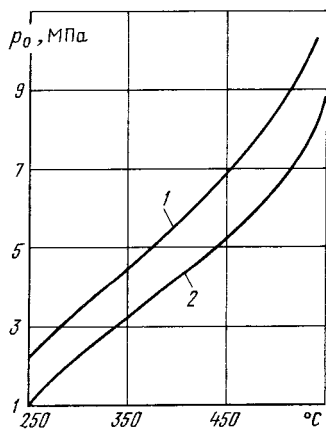


Рис. 14.12. Давление свежего пара за котлом в зависимости от температуры, необходимой для подачи пара в турбину:

1 — для прямоточного котла; 2 — для барабанного котла

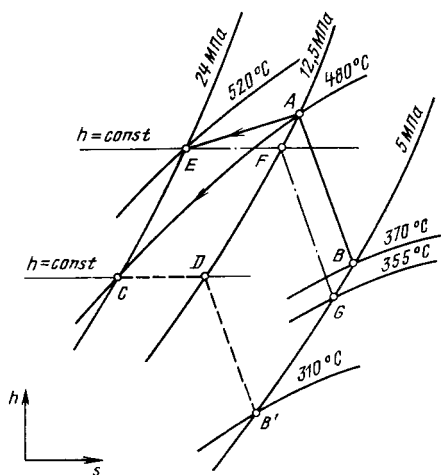


Рис. 14.13. Изменение температуры в камере регулирующей ступени при переводе давления

(переместиться в точку *C*), то протекающий через регулирующие клапаны пар сначала будет дросселироваться (линия *CD*), а затем расширяться в регулирующей ступени (линия *DB'*) до прежнего давления 5 МПа (поскольку расход пара не изменился). В результате этого в камеру регулирующей ступени будет поступать пар с температурой 310 °С, т. е. на 60 °С меньшей, чем до перевода давления. Если вместе с повышением давления до 24 МПа увеличить и температуру пара за котлом, скажем, до 520 °С, то процесс расширения пойдет по линии *EFG* и в камеру регулирующей ступени будет поступать пар с температурой уже 355 °С. На практике так и поступают. К сожалению, во многих случаях поднимать температуру пара очень быстро нельзя, так как это может привести к перегреву корпусов стопорных и регулирующих клапанов, которые к моменту начала перехода на номинальное давление могут иметь относительно низкую температуру. Поэтому процесс перевода давления достаточно длителен и может занимать 10—20 мин.

Пуск блоков из неостывшего состояния принципиально не отличается от пуска из горячего состояния. Последовательность операций при пусках из горячего и неостывшего состояний такая же, как и при пусках из холодного состояния. Основные отличия связаны с необходимостью очень тщательного выполнения графиков-заданий и быстротой выполнения ряда операций, при которых происходит захолаживание элементов ЦВД: синхронизации и включения турбогенератора в сеть, набора

нагрузки до получения в проточной части турбины температур, отвечающих состоянию ее металла, и перевода давления.

Контрольные вопросы и задачи

1. Почему при остановке турбины происходит относительное сокращение ротора?
2. Почему относительное сокращение ротора более опасно, чем его относительное удлинение?
3. Назовите технологические способы, с помощью которых не допускают значительных относительных сокращений ротора.
4. Почему турбоагрегаты не разгружают путем полного сброса нагрузки?
5. Можно ли сразу же после воздействия кнопкой выключения на систему регулирования и защиты отключать генератор от сети?
6. Почему при остановке турбины обязательно снимается кривая выбега?
7. Когда турбину останавливают с расхолаживанием?
8. Какой выигрыш получается при ускоренном расхолаживании турбины?
9. При нормальной работе турбины обнаружено нарушение уплотнения поршня сервомотора, расположенного в корпусе переднего подшипника. Какого типа остановку необходимо использовать для замены уплотнительных колец сервомотора? Как изменится ответ, если неполадки возникнут в конденсатном насосе?
10. Когда следует использовать аварийную остановку со срывом вакуума, а когда без срыва?
11. Почему при аварийной остановке со срывом вакуума не допускается работа БРОУ на пускоприемное устройство конденсатора?
12. Почему после полного выбега ротора необходимо включать валоповоротное устройство?
13. Почему при работе на валоповоротном устройстве после выбега ротора необходимо прокачивать масло через подшипники?
14. Назовите основные причины выгиба корпуса.
15. Каковы преимущества торкретированной изоляции перед сборной?
16. Назовите способы, применяемые для выравнивания температур по сечению корпуса для уменьшения его выгиба.
17. Почему при стоянке турбины необходимо предотвратить попадание внутрь нее влаги?
18. Назовите способы консервации турбины на долгий срок.
19. В чем состоит основная трудность пуска неблочной турбины из горячего состояния?
20. Назовите принципы, которыми следует руководствоваться при пуске горячей турбины.

21. Почему при пуске из горячего состояния разворот и нагружение турбины следует производить очень быстро?

22. Назовите, в чем основная трудность

пуска блочных установок из горячего и неостывшего состояний.

23. Почему при переводе котла на работу с номинальным давлением происходит отсительное сокращение ротора?

Глава пятнадцатая

МАНЕВРЕННОСТЬ ПАРОВЫХ ТУРБИН И ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

15.1. ГРАФИКИ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ И СПОСОБЫ ИХ ПОКРЫТИЯ

В § 4.2 отмечалось, что производство электрической энергии в любой момент времени должно совпадать с ее потреблением. На рис. 15.1 показан типичный суточный график потребления электроэнергии крупным промышленным городом. Часть потребителей электроэнергии работает круглосуточно (например, трехменные промышленные предприятия), часть — только днем (например, односменные промышленные предприятия), а часть — только в определенные часы суток (например, освещение). В результате при суммировании всех нагрузок получается зависимость электрической нагрузки от

времени суток, которую называют суточным графиком электрической нагрузки. Выработка электроэнергии в соответствии с этим графиком называется покрытием графика нагрузки.

График электрической нагрузки принято делить на три зоны: базовую, полупиковую и пиковую (рис. 15.2). Базовая зона лежит ниже уровня минимальной нагрузки. Отношение минимальной нагрузки к ее максимальному значению называется коэффициентом неравномерности графика нагрузки. Например, для графика, приведенного на рис. 15.2, коэффициент неравномерности $\alpha = 0,6$.

Если на графике нагрузки провести линию, соответствующую средней нагрузке, то область, лежащая выше этой линии, называется пиковой зоной. Отношение средней нагрузки к максимальной называется плотностью графика нагрузки. Например, плотность графика, приведенного на рис. 15.2, составляет $\beta = 0,83$. Область графика, расположенная между пиковой и базовой

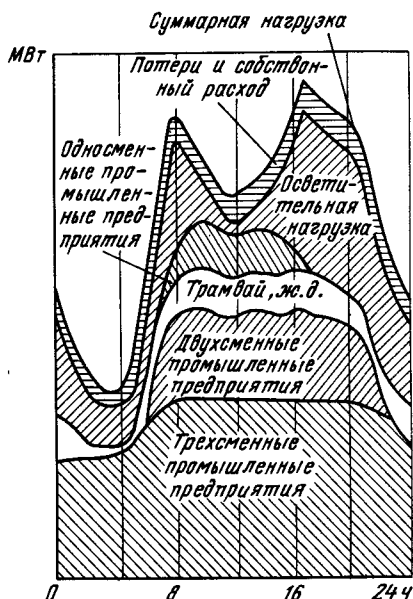


Рис. 15.1. График суточной электрической нагрузки промышленного города

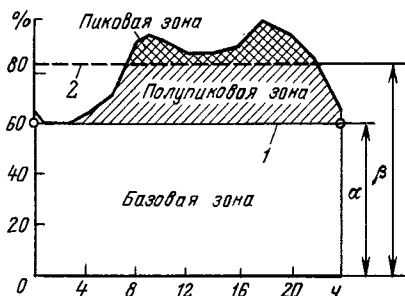


Рис. 15.2. Основные зоны графика электрической нагрузки:

1 — минимальная нагрузка; 2 — средняя нагрузка

зонами, называется полупиковой.

В идеальном случае всякая энергосистема должна располагать энергетическим оборудованием для работы в соответствующей области графика нагрузки.

Для покрытия базовой зоны используются мощные ГРЭС и АЭС с блоками 160—1200 МВт, ТЭЦ с турбоустановками 100—250 МВт. В отдельные периоды (например, во время паводков), а также в тех энергосистемах, где доля установленной мощности ГЭС велика (например, в Сибири, Казахстане, Средней Азии), к покрытию базовой части графика привлекаются и ГЭС.

Использование электростанций с мощными дорогостоящими высокоэкономичными блоками для покрытия полупиковой и тем более пиковой зон графика нагрузки нецелесообразно. Связано это с тем, что всякое недоиспользование высокоэкономичных агрегатов приводит к удорожанию электроэнергии, вырабатываемой ими.

Вместе с тем необходимо подчеркнуть, что для мощных экономичных энергоблоков маневренность не является чем-то второстепенным. Как показывает опыт эксплуатации и у нас, и за рубежом, моральное старение оборудования, т. е. снижение его экономических показателей по сравнению с новым оборудованием, происходит гораздо быстрее, чем физическое «старение», т. е. способность выполнять свои функции, хотя и при сниженных показателях. Поэтому, как правило, высокоэкономичное мощное оборудование работает в базовом режиме первые 15—20 лет эксплуатации. Далее, по мере ввода нового, более эффективного оборудования, старое оборудование сначала работает в режиме периодических разгрузок и нагрузок, затем с остановками на конец недели и, наконец, с ежесуточными ночными остановками в горячий резерв. Поэтому с самого начала, при проектировании и изготовлении, даже самые новые энергоблоки должны обладать определенным «запасом» по манев-

ренности, который будет использован после 15—20 лет работы.

Имеется и еще одно обстоятельство, специфичное для нашей энергетики и обуславливающее необходимость высокой маневренности всех вводимых энергоблоков, работающих на органическом топливе. Дефицит органического топлива в европейской части СССР заставляет ориентироваться на широкое использование АЭС, которые и по техническим, и по экономическим причинам не могут использоваться для работы в маневренном режиме. Поэтому все вводимое оборудование, работающее на органическом топливе, должно удовлетворять определенным требованиям по маневренности, которые мы рассмотрим ниже.

Лучшим энергетическим оборудованием для покрытия полупиковой и пиковой зон графика нагрузки являются турбоагрегаты ГЭС, пуск и остановка которых могут быть проведены за несколько минут. Особенно подходящими они являются для европейской части СССР, где, с одной стороны, в ряде энергосистем неравномерность графика нагрузки велика, а с другой, недостаток воды в водохранилищах не позволяет ГЭС нести нагрузку постоянно. Однако установленная мощность ГЭС мала (например, в европейской части она составляет примерно 13 % всей мощности), и поэтому для покрытия переменной части графика нагрузки приходится привлекать ТЭС, а в некоторых случаях и АЭС.

Для покрытия пиковой зоны графика нагрузки используют оборудование, которое можно быстро пускать и останавливать, чаще всего газотурбинные установки, а также устаревшее паротурбинное оборудование на сниженные начальные параметры пара. Хотя эти агрегаты и обладают значительно меньшей экономичностью, чем базовые, их использование в пиковой области оказывается целесообразным вследствие малого числа часов использования в году (500—1000 ч).

Особые проблемы возникают при покрытии полупиковой части графика нагрузки, так как оборудование, используемое для этой цели, должно быстро пускаться и останавливаться и в то же время обладать высокой экономичностью, так как оно останавливается только на ночь, на субботу и воскресенье, т. е. работает 3000—4000 ч в год.

Реальные энергосистемы не обладают идеальной структурой энергетических мощностей, которая обеспечивает покрытие графика нагрузки соответствующими агрегатами. В большинстве случаев в энергосистеме имеется избыток базовых и недостаток пиковых и полупиковых мощностей. Поэтому приходится часть базовых турбоагрегатов переводить в режим регулярных пусков и остановок, терпя при этом убытки из-за перерасхода топлива и снижения надежности оборудования.

15.2. РАБОТА ТЭС В УСЛОВИЯХ ПЕРЕМЕННОГО ГРАФИКА НАГРУЗКИ

Проблема покрытия графиков нагрузки в условиях их несоответствия структуре генерирующих мощностей включает в себя ряд сторон. Прежде всего необходимо обеспечить снижение нагрузки в ночное время, в субботу и воскресенье, иногда наполовину и более. Это можно сделать следующими способами:

- 1) снижением нагрузки на всех турбоагрегатах;
- 2) отключением части турбоагрегатов;
- 3) снижением нагрузки на части агрегатов и отключением некоторых из них.

При снижении нагрузки турбоагрегат работает в нерасчетном режиме с повышенным расходом теплоты. Паропроизводительность котла не может быть ниже определенного минимального значения, обусловленного его надежной работой, например устойчивостью горения топлива, условиями движения воды в трубах, температурным режимом отдельных

элементов. Для современных котельных установок она в зависимости от вида топлива и типа котла составляет 25—60 % номинальной.

Конечно, ограничение паропроизводительности котла вовсе не означает, что энергоблок не может работать на меньших нагрузках. В этом случае значительная часть пара, вырабатываемого котлом, должна сбрасываться в обвод турбины в конденсатор, т. е. бесполезно. Длительная работа в таком режиме, как правило, недопустима из экономических соображений.

Невозможность глубокой разгрузки приводит к необходимости остановки части агрегатов в горячий резерв.

При остановке агрегата потери топлива, связанные с нерасчетным режимом работы оборудования, отсутствуют, но зато возникают потери, связанные с пуском (см. рис. 9.20). Поэтому, выбирая способ уменьшения мощности конкретной ТЭС при ночном провале нагрузки (путем остановки или разгрузки), сравнивают потери топлива в этих двух случаях и выбирают оптимальный вариант.

На рис. 15.3 показана типичная зависимость пусковых потерь топлива $\Delta B_{\text{пуск}}$ от времени простоя и потерь ΔB в зависимости от времени работы при нерасчетных режимах. Видно, что при времени ночного провала $\tau < \tau_*$ выгоднее осуществлять разгрузку блока, а при $\tau \geq \tau_*$ — его остановку. Время τ_* зависит от типа блока. Например, остановка блоков

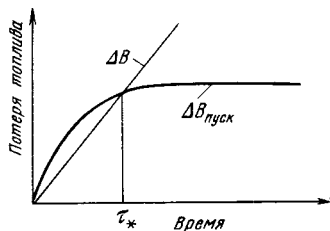


Рис. 15.3. Зависимость пусковых потерь от времени простоя и потерь от нерасчетного режима работы от времени работы энергоблока

мощностью 160 и 200 МВт на субблочно и воскресенье имеет неоспоримые преимущества перед разгрузкой, в то время как для блоков 300 МВт в этом случае целесообразнее разгрузка.

Пример 15.1. ТЭС состоит из $n=10$ энергоблоков мощностью 160 МВт каждый, удельный расход топлива при снижении нагрузки P , со 160 до 80 МВт увеличивается с 375 до 400 г/(кВт·ч). Пусковые потери топлива на один энергоблок после 8 ч простоя составляют $\Delta B_n = 23$ т условного топлива (см. рис. 9.20). Каким путем следует уменьшить нагрузку ТЭС до 800 МВт, если время провала нагрузки составляет $t=8$ ч?

Перерасход топлива при снижении нагрузки энергоблока наполовину $\Delta b = 400 - 375 = 25$ г/(кВт·ч).

Следовательно, потери топлива при разгрузке всех 10 энергоблоков наполовину составят $\Delta B = \Delta b P_n t = 25 \cdot 10^{-3} \cdot 80 \cdot 10^3 \cdot 10 \times 8 = 160\,000$ кг = 160 т. При отключении пяти блоков с последующим пуском потери составят $\Delta B_{\text{пуск}} = 5 \Delta B_n = 5 \cdot 23 = 115$ т.

Таким образом, в данном примере останова пяти турбоагрегатов более выгодна, чем снижение нагрузки на всех турбоагрегатах наполовину.

При выборе способа снижения нагрузки на ТЭС обязательно следует учитывать, что *всякая остановка и последующий пуск вносят в различные детали и узлы блока поврежденность значительно большую, чем разгрузка*. Это обстоятельство во многих случаях оказывается решающим при выборе способа уменьшения нагрузки ТЭС.

Выбор способа снижения нагрузки в энергосистеме, имеющей различное оборудование, является сложной технико-экономической задачей. Она еще больше усложняется, если разгрузку необходимо производить быстро, а существующее оборудование не позволяет делать это без внесения в него значительной поврежденности. Оптимальное решение этой задачи на практике требует снижения нагрузки части агрегатов и отключения некоторых из них.

Второй проблемой покрытия графика нагрузки является необходимость быстрого подъема нагрузки в утренние часы. Для некоторых энергосистем требуется скорость подъема нагрузки более 300 МВт/мин. Ясно, что решение этого вопроса

тесно связано с состоянием оборудования перед подъемом нагрузки. При работающих на сниженной нагрузке турбоагрегатах взять дополнительную нагрузку значительно проще, чем пустить мощный блок из горячего или неостывшего состояния. Это обстоятельство также оказывает существенное влияние на выбор способа предшествующей разгрузки ТЭС.

Требование быстрого нагружения усугубляется необходимостью кратковременного повышения мощности (покрытия пика) (см. рис. 15.2), особенно при недостатке в энергосистеме необходимого количества пиковых мощностей. Наиболее подходящим способом кратковременного повышения мощности является перегрузка блоков в допустимых пределах. Для этого могут быть использованы временное отключение ПВД и перевод подогрева питательной воды на другой источник. В этом случае расход пара через проточную часть турбины, расположенную за отборами, увеличивается и ее мощность возрастает. Однако с увеличением расхода повышаются напряженность лопаток последней ступени и осевое усилие на упорный подшипник (см. гл. 9). Поэтому использование такого способа возможно только после его всесторонней проверки. На некоторых современных турбоагрегатах возможность перегрузки заложена при проектировании. Например, турбина К-1200-240 ЛМЗ допускает перегрузку до 1380 МВт.

15.3. ПОНЯТИЕ О МАНЕВРЕННОСТИ ЭНЕРГООБЛОКА И ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Под маневренностью энергоблока понимают комплекс свойств, определяющих его способность быстро откликаться на требование энергосистемы изменить свою мощность, быстро пускаться и останавливаться без снижения надежности оборудования в недопустимых пределах.

К числу наиболее важных свойств, входящих в этот комплекс, относятся:

1) регулировочный диапазон энергоблока, число допустимых изменений нагрузки в пределах регулировочного диапазона и скорость изменения нагрузки;

2) длительности пуска энергоблока из различных тепловых состояний и их допустимое число за срок службы;

3) возможность работы при аварийных режимах в энергосистеме.

Реализация этих свойств зависит от целого ряда факторов: топлива, на котором работает энергоблок, параметров пара, назначения и конструкции паропроизводящей установки и турбины и т. д.

Регулировочный диапазон энергоблока определяется верхним и нижним пределами нагрузки, т. е. интервалом ее изменения, внутри которого мощность может изменяться автоматически и без изменения состава вспомогательного оборудования и числа горелочных устройств котла. Это означает, что при снижении нагрузки не включается БРОУ для направления части пара в обвод турбины в конденсатор, а при повышении нагрузки не отключаются ПВД или сетевые подогреватели (для теплофикационных блоков). Нижний предел регулировочного диапазона для энергоблоков, работающих на газе и мазуте, должен составлять не более 20—30 %, на пылеугольном топливе — не более 60—70 % (в зависимости от типа шлакоудаления в котле). При изменении нагрузки внутри регулировочного диапазона температура свежего пара и пара промежуточного перегрева должна поддерживаться в строгих пределах, с тем чтобы не вызвать отрицательных последствий (см. гл. 9).

При работе турбины внутри регулировочного диапазона должна обеспечиваться без вредных последствий вполне определенная скорость изменения нагрузки. Если давление перед турбиной поддерживается постоянным, то средняя скорость изменения нагрузки может составлять

1—1,5 % номинальной мощности в минуту. Например, для газомазутного блока мощностью 800 МВт снижение мощности до 500 МВт может производиться за 25 мин и более. В реальных условиях в отдельные периоды скорость изменения нагрузки может быть и выше, однако тогда диапазон изменения нагрузки должен быть меньше; должна снижаться скорость изменения нагрузки и после «скачка» нагрузки. Например, при изменении нагрузки в пределах 20—25 % номинальной мощности может быть допущена скорость ее изменения до 4 % номинальной мощности в минуту, но тогда последующее изменение мощности (в том же направлении) должно быть ограничено значением 0,7—1 % в минуту. Причина этого требования очевидна: малоцикловая прочность деталей энергоблока определяется разностями температур в детали, а они определяются диапазоном и скоростью изменения температуры в проточной части турбины. В свою очередь эти значения зависят от диапазона и скорости изменения нагрузки, поэтому, варьируя их, можно управлять температурными напряжениями.

Если мощность турбины регулируется с помощью скользящего давления пара перед ней, то, как мы знаем (см. § 9.3), температура в проточной части изменяется очень мало. Поэтому в таком случае скорости изменения нагрузки внутри регулировочного диапазона могут быть допущены большими, вплоть до 6 % номинальной мощности в минуту. При соблюдении этих требований по скоростям изменения нагрузки детали оборудования энергоблока должны быть способны выдержать около 20 тыс. циклов нагружений и разгружений в пределах полного регулировочного диапазона без появления трещин малоциклового усталости.

Некоторые энергоблоки проектируют специальным образом, с тем чтобы они с самого начала работали

Таблица 15.1. Ориентировочные продолжительности разворота и нагружения турбины мощностью 300 МВт

Исходная температура корпуса в зоне паровпуска, °С		Ориентировочная продолжительность простоя, ч	Продолжительность повышения частоты вращения, мин	Продолжительность нагружения, мин
ЦВД	ЦСД			
≤ 150	100	—	160	50
280—180	220—160	60—90	45	50
340—280	300—220	32—55	30	50
360—320	350—300	18—30	30	30
400—360	400—360	10—16	25	30
> 400	> 400	2—8	15	30
—	—	≤ 1	5	15

с частыми пусками и остановками и резкими изменениями нагрузки. Их обычно называют полупиковыми. Такие энергоблоки должны допускать значительно большие скорости изменения нагрузки (3—4 % номинальной мощности в минуту), однако число циклов допускаемых изменений нагрузки для них меньше (около 10 тыс.).

Требованиями к маневренности предусматриваются и определенные длительности пуска энергоблоков из различных тепловых состояний, характеризующихся температурой верха корпусов ЦВД и ЦСД перед пуском. В табл. 15.1 в качестве примера приведены длительности отдельных этапов пуска турбины для моноблока 300 МВт в соответствии с действующими инструкциями. Видно, что при работе энергоблока с остановом в горячий резерв время разворота и нагружения составляет 30—50 мин. Можно добавить, что время розжига котлоагрегата до толчка ротора составляет в среднем 1,5—2 ч. Несколько большие длительности пусков у энергоблоков мощностью 500 и 800 МВт.

Обязательным требованием ко всем строящимся в настоящее время энергоблокам является определенное число пусков, которое должно выдержать оборудование блока за срок службы без повреждений от малоцикловой усталости при предусмотренных инструкциями графиках пуска.

Так, например, энергоблоки мощностью 300 МВт и ниже должны выдерживать не менее 100 пусков из холодного, 1000 — из неостывшего и 900 — из горячего состояний. Для блоков мощностью 500 МВт и выше эти значения соответственно равны 100, 600 и 300. Для вновь вводимых энергоблоков, пригодных для работы в полупиковой части графика нагрузки, требования еще более жесткие: они должны выдерживать не менее 1400 пусков из неостывшего и 6000 — из горячего состояний.

В число свойств, определяющих маневренность, входит и возможность работы при аварийных ситуациях в энергосистеме, когда требуются очень быстрое изменение нагрузки и последующая работа на ней. Прежде всего энергоблоки должны допускать за срок службы не менее 90 сбросов с любого значения исходной нагрузки до нижнего предела регулировочного диапазона со скоростью, определяемой быстродействием системы регулирования, с последующей работой любой длительности на новой нагрузке.

Дополнительными требованиями к маневренности являются возможность сброса до нагрузки собственных нужд и длительная работа в таком режиме. Необходимо подчеркнуть, что возможность выполнения всех указанных требований к маневренности закладывается конструкторами и технологами при проектировании и изготовлении оборудования энергоблока, а также при тщательной разработке инструкций по пуску и другим переходным режимам. Реальное их выполнение определяется эксплуатационным персоналом. Еще раз подчеркнем, что основным последствием нарушений пусковых инструкций является либо повышенный расход топлива (при удлинённых по сравнению с инструкцией временах переходных процессов), либо ускоренное накопление повреждений и преждевременный выход оборудования из строя. При этом особен-

ность накопления повреждений состоит в том, что отказы и аварии из-за них происходят не сразу, а спустя 5, 10, 15 лет эксплуатации. Поэтому тщательное выдерживание графиков переходных процессов является неременным требованием к качеству эксплуатации.

Высокая маневренность блока обеспечивается всем его оборудованием, особенно маневренностью турбоагрегата. Если, например, мощность турбины не может быть быстро повышена из-за удлинения ротора относительно корпуса, то и блок в целом не может увеличить нагрузку. Однако даже при очень высокой маневренности турбоагрегата нельзя обеспечить высокую маневренность блока при недостаточных возможностях другого оборудования, в первую очередь котла.

Для высокой маневренности блока необходима тщательно продуманная пусковая схема. В этом вопросе нет мелочей, непродуманность любого элемента или операции может привести к резкому увеличению длительности пусковых операций.

И, конечно же, работа блока в условиях частых пусков и остановок невозможна без хорошей подготовки оперативного персонала и хорошего понимания всех опасностей, которые порождаются этими режимами.

15.4. ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ МАНЕВРЕННОСТЬ ТУРБОАГРЕГАТА

Конструкция корпуса

Выше показано, что основными факторами, ограничивающими маневренность турбины, являются взаимные деформации ее отдельных деталей и температурные напряжения в них. Степень влияния этих факторов определяется в значительной мере конструкцией турбины.

Для согласованного теплового расширения ротора и корпуса диаметр ротора, толщина стенки корпуса и ширина фланцев должны по воз-

можности подбираться так, чтобы их средние температуры изменялись во времени одинаково. Важную роль в решении этой задачи играют тонкие, быстро прогреваемые сопловые коробки (см. рис. 3.31), которые позволяют уменьшить температуру и давление пара, поступающего в корпус турбины, и, следовательно, толщину стенок и фланцев корпуса. Значение сопловых коробок в повышении маневренности столь велико, что их часто применяют даже в тех случаях, когда используют дроссельное парораспределение (см. рис. 6.23).

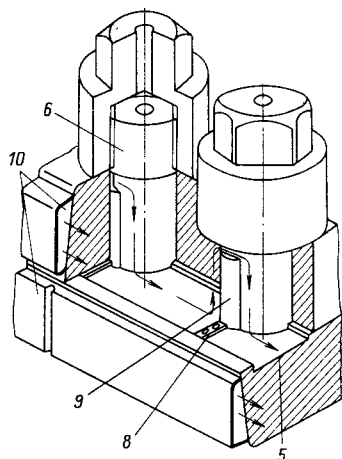
Еще больший эффект дает использование двухстенной конструкции корпуса (см. рис. 3.33), в которой каждый из корпусов имеет тонкие стенки и уменьшенные быстро прогревающиеся фланцы. Двухстенная конструкция в области паровпуска попутно решает и другую важную проблему — проблему высоких температурных напряжений: тонкие стенки и фланцы легкогреваются, возникающие температурные разности невелики и поэтому малы температурные напряжения. Именно эти причины побуждают заводы при модернизации турбин переходить от одностенной конструкции корпуса к двухстенной. Примером такой модернизации может служить ЦСД турбины К-300-240 ХТЗ (см. рис. 6.37 и 6.39).

Выбор толщины стенки корпуса и размеров фланцев определяется в первую очередь требованиями достаточной прочности и плотности, поэтому часто их приходится выполнять довольно массивными, что вступает в противоречие с требованием маневренности.

Обогрев фланцевых соединений

Фланцы, являющиеся наиболее массивной частью корпуса, обогревают. Конструктивное выполнение коробов для обогрева фланцев и шпилек рассмотрено выше (см. рис. 3.31 и 3.33).

На рис. 15.4 показана одна из возможных схем обогрева фланцев, применяемых ЛМЗ. К верхнему 4 и нижнему 7 фланцам приварены коробка 10 из листового железа, в которые подводится пар из коллектора 1. По краям коробов осуществляется сброс пара в коллектор 3, откуда он направляется в ПНД (второй по ходу конденсата). *Обогрев фланцев позволяет резко уменьшить относительное удлинение ротора, однако*



вызывает другую опасность: при быстром прогреве фланец быстро расширяется в вертикальном направлении, а шпильки 6 (или болты), стягивающие фланцы, значительно отстают в прогреве. Это может привести к пластической вытяжке шпилек. После выхода турбины на номинальный режим работы, когда фланец и шпильки полностью прогреются, фланцевый разъем перестанет быть плотным. Поэтому вместе с прогревом фланцев необходимо вести прогрев и шпилек. Для этого в схеме предусмотрен второй коллектор 2, подающий пар в обнизку 5. (Для обогрева шпилек может использоваться тот же коллектор, что и для обогрева фланцев, но тогда исключается возможность раздельного регулирования их температуры). Для более интенсивного обогрева шпилек в обнизке установлены планки 8 и направляющие перегородки 9, сужающие сечение и увеличивающие скорость пара, омывающего шпильки.

На рис. 15.5 показана схема обогрева фланцев ЦВД турбины

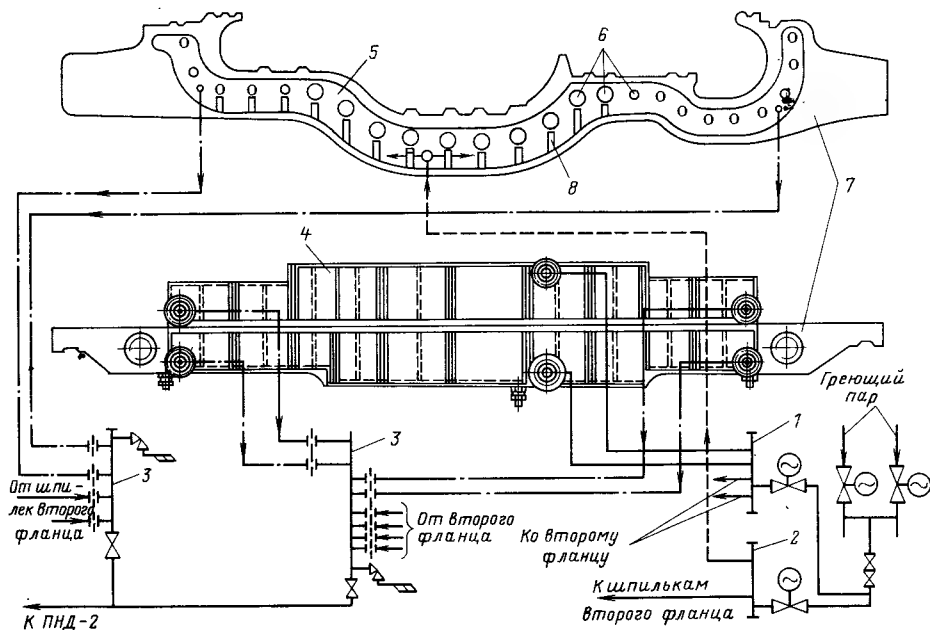


Рис. 15.4. Система обогрева фланцев турбин ЛМЗ

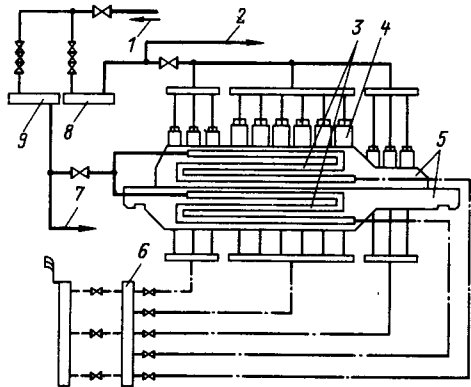


Рис. 15.5. Схема обогрева фланцевых соединений турбины Т-250/300-240 ТМЗ:

1 — свежий пар; 2 — пар на обогрев шпилек ЦСД; 3 — коробка обогрева фланцев; 4 — шпильки ЦВД; 5 — фланцы ЦВД; 6 — сбросной коллектор; 7 — пар на обогрев фланцев ЦСД; 8, 9 — коллекторы обогрева шпилек и фланцев

Т-250/300-240 ТМЗ. В отличие от ранее рассмотренной схемы обогрев шпилек производится подачей пара не в обнизку, а в отдельные группы шпилек. Достоинством такого метода является возможность настройки прогрева каждой шпильки, однако при этом увеличивается количество арматуры, регулирующей расход пара на прогрев.

Для обогрева фланцевых соединений может использоваться пар из разных источников: из паропроводов свежего пара, из паропроводов горячего промежуточного перегрева, посторонний пар из станционного паропровода, от соседнего блока и т. д.

Из рассмотрения приведенных схем видно, что системы обогрева фланцевых соединений достаточно сложны и требуют умелого обращения. Кроме запорных вентилей на линиях подвода и отвода пара необходима дополнительная арматура: на отводных линиях должны быть установлены предохранительные клапаны, для того чтобы в случае подачи в корба высокого давления (по ошибке обслуживающего персонала или при пропаривании внутреннего уплотнительного пояса) не произошел разрыв коробов; трубопрово-

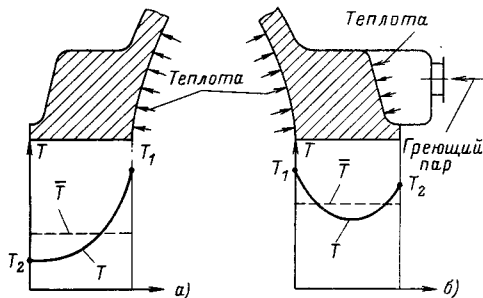
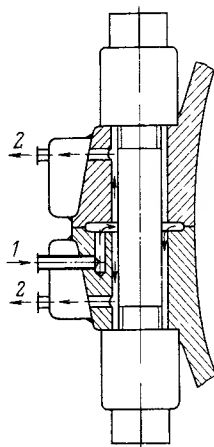


Рис. 15.6. Влияние обогрева фланцев на их температуру:

а — необогреваемый фланец; б — обогреваемый фланец

Рис. 15.7. Схема обогрева фланцевых соединений турбин ХТЗ:

1 — вход греющего пара; 2 — выход пара



ды и корба должны иметь дренажи для прогрева и удаления конденсата.

На рис. 15.6 показано распределение температур по ширине фланца в некоторый момент времени при пуске турбины без и с обогревом фланцев. Из рисунка видно, что во втором случае средняя температура оказывается выше, поэтому и продольное расширение фланца будет больше.

Достоинством подачи для обогрева фланцев свежего пара является возможность быстрого прогрева фланцев, однако при этом возникает опасность их перегрева при неумелом пользовании. Поэтому некоторые заводы, например ХТЗ, используют систему, показанную на рис. 15.7. Здесь пар из регулирующей ступени подводится прямо в обнизку, проходит по ней и между болтами и фланцем и сбрасывается в корба. Такая система хороша тем, что обеспечи-

вает одинаковость прогрева фланцев и болтов. Вместе с тем проходные сечения всей системы должны быть рассчитаны так, чтобы пара было достаточно для эффективного прогрева.

В настоящее время на мощных турбинах по предложению ВТИ внедряется система обогрева фланцев без коробов, при которой греющий пар подается только в обнизку увеличенного размера. На рис. 15.8 показана такая система. Пар для обогрева берется прямо из камеры регулирующей ступени и двумя короткими трубопроводами направляется через верхние (или нижние) фланцы прямо в обнизку, суммарная высота которой составляет 10 мм. Входя в обнизку, пар расходится на два потока и у краев фланца сбрасывается в отбор турбины. Трубопроводы подачи пара в обнизку выполняются очень короткими и изолируются вместе с турбиной. На трубопроводах устанавливаются только запорные задвижки, которые открываются при пуске и закрываются при достижении определенной нагрузки. Эффективность этой схемы обогрева обуслов-

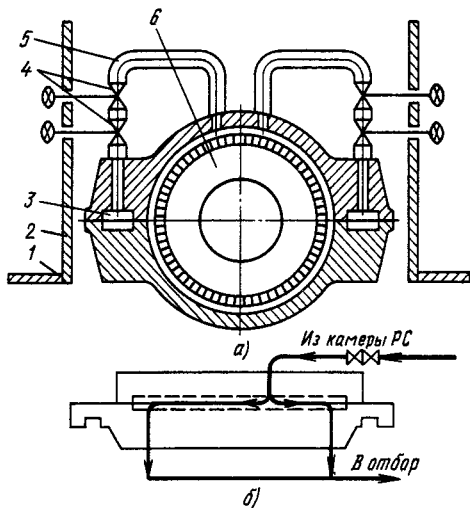


Рис. 15.8. Новая система обогрева фланцев: а — поперечный разрез корпуса ЦВД по камере регулирующей ступени; б — схема потоков греющего пара; 1 — площадка обслуживания; 2 — обшивка турбины; 3 — обнизка; 4 — запорные вентили; 5 — трубопровод; 6 — камера регулирующей ступени

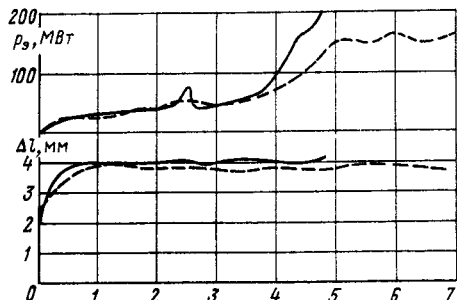


Рис. 15.9. Сравнение графиков пуска турбины К-300-240 ХТЗ с применением обогрева фланцев (сплошные линии) и без него (штриховые):

Δl — относительное удлинение ротора ЦВД

лена прежде всего возможностью поднять давление в обнизке и обеспечить симметрию прогрева и отсутствие перекосов (см. § 11.10) корпусов подшипников при их расширении по фундаментным рамам.

На рис. 15.9 показаны графики, иллюстрирующие эффективность обогрева фланцевого соединения при пуске турбины К-300-240 ХТЗ из холодного состояния. При пуске с обогревом фланцев и сохранением допустимого относительного удлинения ротора ЦВД в пределах 4 мм удается набирать нагрузку в 1,5—2 раза быстрее, чем без использования обогрева. Обогрев фланцев позволяет не только уменьшить относительное удлинение ротора, но и снизить температурные напряжения в корпусе.

В турбинах малой мощности, не имеющих обогрева фланцев, скорость пуска и нагружения, как правило, ограничивается температурными напряжениями во фланце или разностью температур фланца и шпильки. В турбинах с паровпуском, отлитым заодно с паровпускной частью, скорость нагружения может определяться температурными напряжениями в зонах сопловых коробок, где имеются резкие изменения толщин, переходы малого радиуса и другие концентраторы напряжений.

В мощных турбинах с одностенным корпусом, например в турбине

К-200-130 ЛМЗ, при отсутствии обогрева фланцевых соединений звеном, ограничивающим скорость пуска, часто также является корпус турбины, толщина которого вследствие его однородности велика (до 150 мм). К тому же к температурным напряжениям в корпусе из-за его неравномерного прогрева по толщине добавляются напряжения из-за разности средних температур фланца и стенки турбин. Поэтому в таких турбинах используют обогрев фланцев и шпилек, и тогда температурные напряжения в этих деталях, как правило, не ограничивают скорость набора нагрузки. Это связано с тем, что температурные напряжения во фланце определяются разностью между температурой на внутренней поверхности фланца и средней температурой фланца, которая увеличивается при обогреве фланца с наружной стороны (см. рис. 15.6).

Конструкция ротора

В мощных турбинах с двухстенными корпусами, толщина которых невелика, температурные напряжения в деталях статора не ограничивают скорость пуска. Наиболее опасными становятся температурные напряжения в роторах ЦВД и ЦСД в области паровпуска, где температура пара и скорость ее изменения максимальны. Особенно больших значений достигают температурные напряжения в зоне концентраторов — тепловых канавок и преддисковых галтелей, где обычно и возникают трещины малоцикловой (термической) усталости (см. рис. 11.16).

Наиболее значительными концентраторами напряжений в роторе являются тепловые канавки, температурные напряжения в которых могут увеличиваться в 4—6 раз. В первом приближении оценить увеличение напряжений можно по простой формуле

$$\sigma/\sigma_n = 1 + 2\sqrt{\delta/\rho} \quad (15.1)$$

где σ — температурные напряжения, возникающие в корне канавки; σ_n — температурные напряжения на поверхности ротора при отсутствии канавки (номинальные напряжения); δ — глубина канавки; ρ — радиус скругления.

Пример 15.2. Оценим температурные напряжения в области тепловой канавки ротора одной из турбин, для которого $\delta = 8$ мм; $\rho = 1.5$ мм. Примем, что при пуске максимальная разность температур в сечении вала $\Delta T = 60^\circ\text{C}$, распределение температуры — квадратичное [$q = 2$ см. соотношение (9.10)], а ротор выполнен из стали марки Р2М с характеристиками $E = 1.96 \cdot 10^{11}$ Па; $\alpha_t = 13.7 \cdot 10^{-6}$ 1/К.

Номинальное напряжение в соответствии с формулой (9.12) равно

$$\sigma_n = -\frac{2}{2+2} \frac{13.7 \cdot 10^{-6} \cdot 1.96 \cdot 10^{11}}{1-0.3} \times \\ \times 60 = -115 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Если бы не было концентрации напряжений, то это напряжение не представляло бы опасности, так как оно в несколько раз меньше предела текучести стали Р2М, равного 600–620 МПа.

Из формулы (15.1) имеем $\sigma/\sigma_n = 1 + 2\sqrt{8/1.5} = 5.62$ и, следовательно, напряжение в тепловой канавке $\sigma = -647$ МПа, что превышает предел текучести материала.

Концентрация температурных напряжений в преддисковых галтелях небольшая (отношение $\sigma/\sigma_n = 2 \div \div 2.5$), однако и она представляет значительную опасность. Поэтому радиус галтели стараются делать по возможности больше.

Конструкция стопорных и регулирующих клапанов

Конструкция клапанов и их размещение относительно корпуса турбины сильно сказываются на ее маневренных возможностях.

В результате размещения корпусов регулирующих клапанов на корпусе турбины (см. рис. 3.31) снижается маневренность турбины, так как худшая изоляция корпуса клапана приводит к его более быстрому остыванию по отношению к корпусу тур-

бины и трудностям при пуске из горячего состояния (см. § 14.6). Кроме того, неравномерность температурного поля по окружности паровпуска при быстром разогреве корпуса клапана во время пуска приводит к короблению корпуса турбины и задеваниям. Поэтому при размещении регулирующих клапанов рядом с турбиной улучшается маневренность турбины. Правда, при этом между регулирующими клапанами и корпусом турбины появляются перепускные трубы, прогрев которых может ограничивать скорость пуска.

Еще большую выгоду дает совмещение корпусов стопорного и регулирующего клапанов в одном блоке подобно тому, как это сделано в турбинах К-300-240 ХТЗ, К-300-240, К-500-240, К-800-240 и К-1200-240 ЛМЗ. При такой конструкции прогрев корпусов стопорного и регулирующего клапанов можно совместить и сократить время пуска.

15.5. ПОВЫШЕНИЕ МАНЕВРЕННОСТИ ТУРБОУСТАНОВОК И ИХ ПЕРЕВОД В РЕЖИМ ЧАСТЫХ ПУСКОВ И ОСТАНОВОК

Повышение маневренности действующего оборудования, особенно мощных энергоблоков, является сложной задачей, решение которой в полной мере доступно лишь персоналу наладочных организаций, работающих в содружестве с заводом — изготовителем турбины и научно-исследовательскими организациями. Однако понимание существа проблем, связанных с быстрыми пусками и остановками, позволяет персоналу ТЭС провести ряд простых мероприятий, которые если и не сократят время основных операций по разгону ротора и нагружению турбины (этого нельзя делать без согласия завода-изготовителя), то во всяком случае увеличат долговечность работающего оборудования.

Прежде всего необходимо тщательно выполнить изоляцию турбины, регулирующих и стопорных клапанов, перепускных труб, паропрово-

дов и арматуры на них. Это позволит избежать тепловых деформаций корпуса при остывании (см. § 14.6) и большой разницы в скорости остывания перечисленных элементов, облегчит пуск из горячего состояния. *Хорошая изоляция — это простое и очень эффективное средство повышения маневренности и надежности работы турбины.*

Во многих случаях низкая маневренность турбоустановки является следствием не плохой конструкции, а несовершенства пусковой схемы. Типичными примерами этого могут быть недостаточная пропускная способность РОУ и дренажей, не позволяющая быстро прогревать паропроводы, и большое количество запорной арматуры с ручным приводом, требующей много времени для переключений.

Для работы в режиме частых пусков и остановок турбина должна быть оснащена приборами для измерений параметров, характеризующих надежность работы при нестационарных режимах. Обязательно должны измеряться температура в камере регулирующей ступени, разности температур между верхом и низом корпуса, по ширине фланца, между фланцем и стенкой корпуса, между фланцем и шпильками, в характерных точках корпусов стопорного и регулирующего клапанов и, возможно, некоторые другие параметры. Отсутствие этих измерений приводит к пускам установки вслепую, без должного контроля.

Дальнейшие усовершенствования с целью повышения маневренности разрабатываются наладочными организациями совместно с заводами и научно-исследовательскими институтами. При этом определяются факторы, ограничивающие скорость пуска или нагружения на отдельных этапах.

Пример 15.3. Представим себе, что при пуске энергоблока из холодного состояния на этапе, предшествующем развороту ротора, ограничивающими факторами могут быть температурные напряжения в корпусе ГПЗ, в стопорных или регулирующих клапанах и

медленная скорость прогрева тракта промежуточного перегрева. Оценка показала, что главным ограничивающим фактором является последнее обстоятельство из-за недостаточной пропускной способности РОУ (см. рис. 14.11). В этом случае, конечно, бесполезно совершенствовать конструкцию корпусов клапанов или технологию их прогрева, так как маневренность от этого не увеличится и затраты не окупятся. Следует либо увеличить пропускную способность РОУ, либо найти способы дополнительного прогрева тракта промежуточного перегрева.

После ликвидации этого ограничивающего фактора может оказаться, что теперь уже именно температурные напряжения в крышке стопорного клапана ограничивают скорость пуска. Вот тогда следует отыскивать способ устранения этой причины и т. д.

Пример 15.4. При оценке возможности увеличить скорость нагружения турбины оказалось, что в тепловых канавках ротора ЦВД возникают напряжения, приведенные в примере 15.2, в то время как по условиям надежной работы допускаются напряжения $[\sigma] = -560$ МПа. Каким путем можно улучшить маневренность до требуемого уровня?

Одним из возможных способов является увеличение радиуса тепловой канавки при капитальном ремонте турбины. Из формулы (15.1) следует, что должно быть

$$[\sigma] / \sigma_H = 1 + 2\sqrt{\delta/\rho}.$$

Решая это уравнение относительно ρ , получаем

$$\begin{aligned} &= 4\delta \left(\frac{[\sigma]}{\sigma_H} - 1 \right)^{-2} = 4 \cdot 8 \left(\frac{-560 \cdot 10^6}{-115 \cdot 10^6} - 1 \right)^{-2} \\ &= 2,14 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Таким образом, требуемая маневренность может быть получена при увеличении радиуса тепловой канавки с 1,5 до 2,2 мм.

После модернизации ротора может оказаться, что следующим ограничивающим фактором является относительное сокращение ротора при пуске из горячего состояния. Тогда следует искать меры борьбы с ним.

Повышение маневренности неблочных турбоустановок может быть достигнуто в результате изменения технологии пуска, в частности при пуске и нагружении турбины при полностью открытых регулирующих клапанах.

Для блоков хорошим способом увеличения маневренности является переход на регулирование нагрузки скользящим давлением (см. гл. 9).

15.6. МОТОРНЫЙ РЕЖИМ

Частые пуски и остановки турбоустановки приводят к пусковым потерям топлива и снижению надежности работы турбины из-за укорочения его ротора и появления температурных напряжений. При некоторых условиях экономически целесообразным может оказаться моторный режим турбогенератора, или режима двигателя.

При этом режиме турбину отключают от паропроводов и котел гасят. Генератор от сети не отключается, он работает как двигатель, вращая турбину с частотой 50 1/с (при двухполюсном генераторе). При соответствующей системе возбуждения генератор может работать в режиме синхронного компенсатора — синхронного электродвигателя, улучшающего качество работы сети.

Преимущество моторного режима очевидно: при пуске турбины не требуется ее разгонять до номинальной частоты вращения и синхронизировать ее с сетью. Это упрощает пуск и облегчает работу эксплуатационного персонала, особенно в том случае, когда необходимо пустить одновременно несколько турбогенераторов.

Вместе с тем ясно, что оставить турбину после прекращения подачи в нее пара при частоте вращения 50 1/с нельзя, так как она быстро разогреется за счет трения дисков и лопаток. Поэтому при моторном режиме через турбину обязательно необходимо пропускать некоторый вентиляционный расход пара для ее охлаждения. На рис. 15.10 показана принципиальная схема трубопроводов для перевода турбины без промежуточного перегрева пара в моторный режим. Пар для охлаждения турбины подается по трубопроводу 2 от коллектора, питаемого отборами соответствующих параметров других турбин, работающих на ТЭС. Охлаждающий пар проходит через последние две ступени ЦВД и направляется в ЦНД. Одновременно в ЦНД по тру-

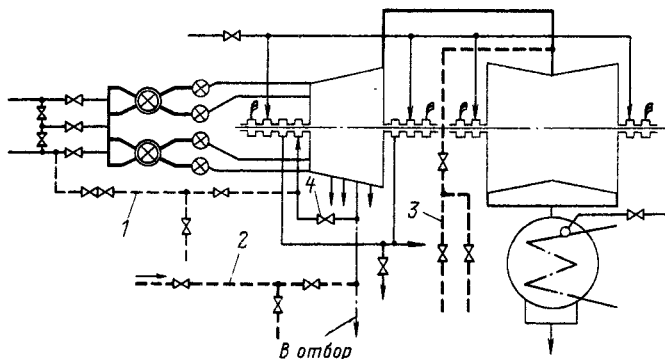


Рис. 15.10. Схема подвода пара при работе турбоагрегата в моторном режиме

бопроводу 3 из уравнильной линии деаэраторов электростанции подается пар с температурой 130—150 °С. Для поддержания высокого температурного уровня переднего концевой уплотнения к нему в период моторного режима подводится свежий пар по трубопроводу 1, а задвижка 4 закрывается.

Таким образом, наряду с преимуществами моторный режим имеет и недостатки. Для охлаждения турбины необходимо затрачивать теплоту и иметь посторонний источник пара. Кроме того, требуются электроэнергия для работы конденсационной установки (на привод циркуляционных и конденсатных насосов) и источник пара для работы эжектора. Дополнительные потери возникают в электрическом генераторе.

Затрата топлива при работе турбины в моторном режиме увеличивается пропорционально времени работы, тогда как потери топлива на пуск остановленной турбины растут сначала очень быстро, а затем принимают почти постоянное значение (см. рис. 15.3). Поэтому оказывается, что, так же как и при сравнении потерь топлива при остановке и разгрузке (см. рис. 15.3), имеется некоторое время, при котором затраты на поддержание моторного режима совпадают с пусковыми потерями. При малых временах вывода турбины в горячий резерв моторный режим может оказаться выгоднее, чем остановка и последующий пуск.

Моторный режим имеет и некоторые другие преимущества по сравнению с остановкой и пуском. Поддержание частоты вращения на номинальном уровне исключает этап набора частоты вращения, при котором ротор турбины проходит через критические частоты, а лопатки — через резонанс. Это позволяет уменьшить износ уплотнений от временных задеваний и уменьшить накопление усталостных повреждений в рабочих лопатках.

В ряде случаев моторный режим позволяет сохранить более высокую температуру корпусов и роторов, чем при остановке турбины в горячий резерв. Это позволяет быстрее нагружать турбину во время пуска. Имеется успешный опыт перевода в моторный режим турбины с промежуточным перегревом пара К-200-130 ЛМЗ, теплофикационной турбины Т-100-130 ТМЗ и турбины с противодавлением Р-50-130 ЛМЗ [40].

Контрольные вопросы и задачи

1. На какие характерные зоны разделяют график электрической нагрузки потребителей энергосистемы? Как эти зоны определяются?
2. Дайте определение коэффициента неравномерности и плотности графика нагрузки энергосистемы.
3. Почему использование высокоэкономичного дорогостоящего оборудования нецелесообразно в пиковой зоне графика нагрузки?
4. Почему для покрытия пиков нагрузки энергосистемы целесообразно использовать

газотурбинные установки несмотря на их низкую экономичность?

5. Назовите основные трудности покрытия графика нагрузки в условиях несоответствия его формы генерирующим мощностям, имеющимся в энергосистеме.

6. ГРЭС состоит из 10 энергоблоков мощностью 300 МВт с удельным расходом условного топлива 325 г/(кВт·ч). При снижении мощности энергоблока до 240 МВт удельный расход топлива увеличивается на 1,5 г/(кВт·ч). Каким путем следует разгружать ГРЭС до мощности 2400 МВт за время 60 ч, если пусковая потеря топлива на один энергоблок составляет 160 т условного топлива?

7. Что понимают под маневренностью турбины?

8. Почему турбины с двухстенным ЦВД обладают большей маневренностью, чем с одностенным?

9. Как влияет обогрев фланцевых соединений на относительное удлинение ротора при пуске турбины из холодного состояния?

10. Почему при обогреве фланцевых соединений уменьшаются температурные напряжения в них?

11. При пуске турбины фланец перегрелся по отношению к шпильке на 30 °С. Оцените дополнительные растягивающие

напряжения, возникающие в шпильке, если коэффициент линейного расширения материала фланца $\alpha_r = 13 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$, а модуль упругости материала шпильки $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$. Для решения задачи используйте формулы (9.7) и (9.8).

12. Какие детали ограничивают маневренность мощных паровых турбин с двухстенными корпусами ЦВД и ЦСД?

13. Оцените температурные напряжения в роторе в тепловой канавке глубиной 8 мм и радиусом 2 мм, если разность температур по радиусу ротора равна 80 °С, распределение температур по радиусу подчиняется закону кубической параболы ($q=3$), а ротор выполнен из стали марки Р2М (см. пример 15.2).

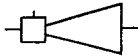
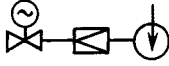
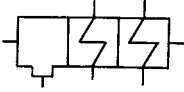
14. Почему установка регулирующих клапанов ЦВД вне корпуса приводит к повышению маневренности турбины?

15. Почему хорошая изоляция улучшает маневренность турбоустановки?

16. В чем преимущества и недостатки моторного режима?

17. Пользуясь рис. 9.20, определите, при каком времени ночного провала нагрузки моторный режим для энергоблока с турбиной К-200-130 выгоднее остановки и последующего пуска, если расход топлива на осуществление моторного режима 3,2 т/ч.

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ГРАФИЧЕСКИЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

	Паровой котел		Эжектор
	Пароперегреватель (ос- новной, промежуточ- ный)		Расширитель
	Барaban котла; сепаратор		Блочная обессоливающая установка
	Парогенератор АЭС		Впрыск конденсата
	Однопоточный цилиндр		Задвижка; клапан
	Цилиндр с поворотом пара		Задвижка с электропри- водом
	Двухпоточный цилиндр		Обратный клапан с при- нудительным закрытием
	Конденсатор		Стопорный клапан;
	Теплообменник		Регулирующий клапан
	Деаэратор		Сбросной клапан; клапан рециркуляции
	Насос		БРОУ; РОУ
	Электрический генератор		Предохранительный кла- пан
	Сепаратор - пароперегре- ватель (двухступенчатый)		Выхлоп в атмосферу

ЕДИНИЦЫ ФИЗИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН

В приложении приводятся единицы величин, принятые в СИ, а также ряд внесистемных единиц, имеющих еще широкое использование в теплотехнике и на электростанциях и потому употребляемых в настоящей книге.

Наименование и обозначение единиц физических величин

Наименование величины	Система единиц			
	СИ		Другие системы	
Основные единицы				
Длина	метр	м	—	—
Масса	килограмм	кг	тонна	т
Время	секунда	с	час	ч
Температура	кельвин	К	градус Цельсия	°C
Производные единицы				
Сила	ньютон	Н	килограмм-сила	кгс
Объем	—	м ³	литр	л
Плотность	—	кг/м ³	—	—
Скорость	—	м/с	—	—
Частота вращения	обороты в секунду	1/с	обороты в минуту	1/мин
Угловая скорость вращения	радиан в секунду	рад/с	—	—
Частота колебаний	герц	Гц	—	—
Объемный расход	—	м ³ /с	—	м ³ /с
Массовый расход	—	кг/с	—	т/ч
Давление, механическое напряжение	паскаль	Па	техническая атмосфера	кгс/см ² ; мм рт. ст.; бар
Энергия, работа, количество теплоты	джоуль	Дж	калория; килловатт-час	кал; кВт·ч
Мощность, отпуск теплоты	ватт	Вт	—	ккал/ч
Удельный расход теплоты	—	—	—	ккал/(кВт·ч)

Множители и приставки для образования десятичных кратных и дольных единиц и их наименования

Множитель	Наименование	Приставка	
		Обозначение	
		русское	международное
1 000 000 000 000 = 10 ¹²	терра	Т	Т
1 000 000 000 = 10 ⁹	гига	Г	Г
1 000 000 = 10 ⁶	мега	М	М
1 000 = 10 ³	кило	К	к
100 = 10 ²	гекто	Г	h
10 = 10 ¹	дека	да	da
0,1 = 10 ⁻¹	деци	д	d
0,01 = 10 ⁻²	санти	с	с
0,001 = 10 ⁻³	милли	м	m
0,000 001 = 10 ⁻⁶	микро	мк	μ
0,000 000 001 = 10 ⁻⁹	нано	н	n
0,000 000 000 001 = 10 ⁻¹²	пико	п	p

Соотношение между единицами давления

Единицы	Па	бар	кгс/см ²	мм рт. ст.
1 Па	1	10^{-5}	$1,02 \cdot 10^{-5}$	$7,5 \cdot 10^{-3}$
1 бар	10^5	1	1,02	750
1 кгс/см ²	$9,81 \cdot 10^4$	0,981	1	736
1 мм рт. ст.	133,3	$1,33 \cdot 10^{-2}$	$1,36 \cdot 10^{-3}$	1

Соотношение между единицами энергии

Единицы	Дж	кал	кВт·ч
1 Дж	1	0,239	$0,278 \cdot 10^{-6}$
1 кал	4,1868	1	$1,163 \cdot 10^{-6}$
1 кВт·ч	$3,6 \cdot 10^6$	$0,86 \cdot 10^6$	1

Соотношение между единицами мощности

Единицы	кВт	ккал/ч
1 кВт	1	860
1 ккал/ч	$1,163 \cdot 10^{-3}$	1

Соотношение между единицами частоты вращения

Единицы	1/с	1/мин	рад/с
1 1/с	1	1/60	6,28
1 1/мин	60	1	376,8
1 рад/с	0,159	9,55	1
1 Гц	1	1/60	6,28

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- К гл. 1. Основная: [7, 25, 31, 41, 49]; дополнительная: [13, 44, 51].
- К гл. 2. Основная: [31, 48, 49]; дополнительная: [44, 45, 47, 51].
- К гл. 3. Основная: [32, 49]; дополнительная: [2, 18, 26, 28—30, 46, 47].
- К гл. 4. Основная: [11, 22, 49]; дополнительная: [2, 3, 6, 8, 27—32, 52].
- К гл. 5. Основная: [15, 16, 24, 34, 42]; дополнительная: [19, 25, 28—32, 44].
- К гл. 6. Основная: [21, 28—30, 49]; дополнительная: [14, 20, 23, 32, 37, 47, 51].
- К гл. 7. Основная: [2, 21, 49]; дополнительная: [23, 51].
- К гл. 8. Основная: [49].
- К гл. 9. Основная: [1, 2, 12, 31, 45]; дополнительная: [4, 10, 36, 51].
- К гл. 10. Основная: [5, 43]; дополнительная: [18].
- К гл. 11. Основная: [15]; дополнительная: [17, 18, 33, 37, 45, 47, 50].
- К гл. 12. Основная: [9, 38, 39]; дополнительная: [1, 2, 6, 32].
- К гл. 13. Основная: [15, 19, 28—30]; дополнительная: [1, 2, 4, 6, 9, 36].
- К гл. 14. Основная: [15, 28—30], дополнительная: [2, 4, 6, 35, 36].
- К гл. 15. Основная: [10, 35, 36, 44]; дополнительная: [4, 6, 14, 40, 45].
1. Аркадьев Б. А. Режимы работы турбоустановок АЭС. М.: Энергоатомиздат, 1986. 264 с.
 2. Бененсон Е. И., Иоффе Л. С. Теплофикационные паровые турбины/Под ред. Д. П. Бузина. М.: Энергоатомиздат, 1986. 272 с.
 3. Веллер В. Н. Автоматическое регулирование паровых турбин. М.: Энергия, 1977. 408 с.
 4. Гиршфельд В. Я., Князев А. М., Куликов В. Е. Режимы работы и эксплуатация ТЭС. М.: Энергия, 1980. 288 с.
 5. Гольдин А. С. Устранение вибраций турбоагрегатов на тепловых электростанциях. М.: Энергия, 1980. 96 с.
 6. Доброхотов В. И., Жгулев Г. В. Эксплуатация энергетических блоков. М.: Энергоатомиздат, 1987. 256 с.
 7. Дорошук В. Е. Ядерные реакторы на электростанциях. М.: Атомиздат, 1977. 208 с.
 8. Жаров А. П. Предупреждение аварий подшипников паровых турбин. М.: Энергия, 1974. 112 с.
 9. Жгулев Г. В. Пуск и наладка энергоблоков. М.: Энергия, 1978. 256 с.
 10. Иванов В. А. Режимы мощных паротурбинных установок. М.—Л.: Энергоатомиздат, 1986. 248 с.
 11. Казанский В. Н. Системы смазывания паровых турбин. М.: Энергоатомиздат, 1986. 152 с.
 12. Качан А. Д. Режимы работы и эксплуатации тепловых электрических станций. Минск: Высшая школа, 1978. 288 с.
 13. Кириллин В. А., Сычов В. В., Шейндин А. Е. Техническая термодинамика. М.: Энергия, 1983. 446 с.
 14. Кирилов И. И., Иванов В. А., Кириллов А. И. Паровые турбины и паротурбинные установки. М.—Л.: Машиностроение, 1978. 276 с.
 15. Кроть А. Я. Эксплуатация блочных турбинных установок большой мощности. М.: Энергия, 1971. 256 с.
 16. Кирсанов И. Н. Конденсационные установки. М.—Л.: Энергия, 1966. 288 с.
 17. Клебанов М. Д., Юрков Э. В. Влияние режима работы на динамические напряжения в рабочих лопатках последней ступени теплофикационной турбины//Электрические станции. 1979. № 10. С. 30—38.
 18. Костюк А. Г. Динамика и прочность турбомашин: Учебник для вузов. М.: Машиностроение, 1982. 264 с.
 19. Косяк Ю. Ф., Галацан В. Н., Палей В. А. Эксплуатация турбин АЭС. М.: Энергоатомиздат, 1983. 144 с.
 20. Котельные и турбинные установки энергоблоков мощностью 500 и 800 МВт. Создание и освоение/Н. Ф. Комаров, Г. И. Мосеев, Р. А. Петросян и др.; Под общ. ред. В. Е. Дорошука и В. Б. Рубина. М.: Энергия, 1979. 680 с.
 21. Котов Ю. В., Кротов В. В., Филиппов Г. А. Оборудование атомных электростанций. М.: Машиностроение, 1982. 376 с.
 22. Леснов В. А. Регулирование и автоматизация турбин: Учебник для техникумов. М.: Машиностроение, 1980. 232 с.
 23. Лосев С. М. Паровые турбины.—10-е изд. М.: Энергия, 1964. 376 с.
 24. Малюшенко В. В., Михайлов А. К. Насосное оборудование тепловых электростанций. М.: Энергия, 1975. 280 с.
 25. Маргулова Т. Х. Атомные электрические станции. М.: Высшая школа, 1984. 360 с.

26. **Михайлов-Михеев П. Б.** Справочник по металлическим материалам турбино- и моторостроения. М.—Л.: Машгиз, 1961. 838 с.

27. **Огнестойкие турбинные масла**/Под ред. проф. К. И. Иванова. М.: Химия, 1974. 168 с.

28. **Паровая турбина К-160-130 ХТГЗ**/Под ред. С. П. Соболева. М.: Энергия, 1980. 188 с.

29. **Паровая турбина К-300-240 ХТГЗ**/Под ред. Ю. Ф. Косяка. М.: Энергоиздат, 1982. 272 с.

30. **Паровая турбина К-500-240 ХТГЗ**/Под ред. В. Н. Саввина. М.: Энергоатомиздат, 1984. 264 с.

31. **Паровые и газовые турбины**/М. А. Трубилов, Г. В. Арсеньев, В. В. Фролов и др.; Под ред. А. Г. Костюка и В. В. Фролова. М.: Энергоатомиздат, 1985. 352 с.

32. **Паротурбинные установки атомных электростанций**/Под ред. Ю. Ф. Косяка. М.: Энергия, 1978. 312 с.

33. **Перельман Р. Г., Пряхин В. В.** Эрозия элементов паровых турбин. М.: Энергоатомиздат, 1986. 184 с.

34. **Печеник Б. Я., Хатетовский Г. И.** Питательные агрегаты мощных энергоблоков. М.: Энергия, 1978. 176 с.

35. **Повышение эффективности использования турбоустановок**/А. А. Мадоян, Л. Н. Кобзаренко, В. В. Пашенко и др. Киев.: Техника, 1984. 120 с.

36. **Плоткин Е., Р. Лейзерович А. Ш.** Пусковые режимы паровых турбин энергоблоков. М.: Энергия, 1980. 192 с.

37. **Полищук В. Л., Левченко Б. Л.** Испытания и доводка мощных паровых турбин. М.: Машиностроение, 1977. 103 с.

38. **Пособие для изучения «Правил технической эксплуатации электрических станций и сетей».** Разд. 4. Тепломеханическое оборудование электростанций и тепловых сетей. Разд. 5. Специальное оборудование атомных электростанций. М.: Энергия, 1980. 464 с.

39. **Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей.**— 14-е изд. М.: Энергоатомиздат, 1989. 288 с.

40. **Применение моторного режима на тепловых электрических станциях**/А. А. Мадоян, Б. Л. Левченко, Э. К. Аракелян и др.; Под ред. А. А. Мадояна. М.: Энергия, 1980. 256 с.

41. **Ривкин С. Л., Александров А. А.** Термодинамические свойства воды и водяного пара. М.: Энергия, 1975. 80 с.

42. **Рихтер Л. А., Елизаров Д. П., Лавыгин В. М.** Вспомогательное оборудование тепловых электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1987. 216 с.

43. **Рунов Б. Т.** Исследование и устранение вибрации паровых турбоагрегатов. М.: Энергоиздат, 1982. 352 с.

44. **Рыжкин В. Я.** Тепловые электрические станции. М.: Энергоатомиздат, 1987. 328 с.

45. **Самойлович Г. С., Трояновский Б. М.** Переменные и переходные режимы в паровых турбинах. М.: Энергоиздат, 1982. 496 с.

46. **Технология турбостроения**/В. В. Березкин, В. С. Писаренко, С. Ю. Михаэль и др. М.—Л.: Машиностроение, 1980. 720 с.

47. **Трояновский Б. М.** Турбины для атомных электростанций. М.: Энергия, 1978. 232 с.

48. **Трояновский Б. М., Филиппов Г. А., Булкин А. Е.** Паровые и газовые турбины атомных электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1985. 256 с.

49. **Трухний А. Д., Лосев С. М.** Стационарные паровые турбины./Под ред. Б. М. Трояновского. М.: Энергоиздат, 1981. 456 с.

50. **Фадеев И. П.** Эрозия влажнопаровых турбин. М.—Л.: Машиностроение, 1974. 208 с.

51. **Щегляев А. В.** Паровые турбины. М.: Энергия, 1976. 357 с.

52. **Щегляев А. В., Смелъницкий С. Г.** Регулирование паровых турбин. Госэнергоиздат, 1962. 256 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	
Основные условные обозначения и сокращения	

Часть первая

ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ И КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ И ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

Глава первая. Процесс преобразования теплоты в работу на тепловых электростанциях

1.1. Типы тепловых электростанций	9
1.2. Производство электроэнергии и теплоты на тепловых электростанциях	9
1.3. Производство электроэнергии на атомных электростанциях	10
1.4. Основные законы перехода тепловой энергии в работу	13
1.5. Термодинамические свойства воды и водяного пара	14
1.6. Тепловые циклы паротурбинных установок	18
Контрольные вопросы и задачи	25

Глава вторая. Принципиальное устройство паровой турбины

2.1. Истечение пара из сопла	31
2.2. Турбинные решетки	31
2.3. Преобразование энергии в турбинной ступени	33
2.4. Степень реактивности ступени	34
2.5. Треугольники скоростей	37
2.6. Относительный лопаточный КПД турбинной ступени	38
2.7. Относительный внутренний КПД ступени	41
2.8. Двухвенечные турбинные ступени	42
2.9. Ступени с частичным подводом пара	46
2.10. Ступени большой веерности	47
2.11. Необходимость и преимущества многоступенчатой конструкции турбины	48
2.12. Парораспределение паровой турбины	49
2.13. Превращение тепловой энергии в работу в паровой турбине	51
2.14. Концевые уплотнения турбины	54
2.15. Многоцилиндровые турбины	56

3	2.16. Уравновешивание осевых усилий в турбине	61
6	Контрольные вопросы и задачи	62

Глава третья. Конструкция деталей и узлов паровой турбины

3.1. Материалы	63
3.2. Рабочие лопатки	68
3.3. Валопровод турбины	78
3.4. Статор паровой турбины	87
3.5. Уплотнения	108
3.6. Подшипники паровых турбин	111
3.7. Установка турбоагрегата на фундаменте	135
3.8. Валоповоротные устройства паровых турбин	140
Контрольные вопросы и задачи	143

Глава четвертая. Системы смазки, регулирования и защиты паровой турбины

4.1. Системы смазки подшипников	145
4.2. Система регулирования и управления	145
4.3. Автоматическая система защиты турбины	157
Контрольные вопросы и задачи	179

Глава пятая. Принципы работы и конструкции основных элементов турбоустановки

5.1. Конденсационные установки	190
5.2. Питательные насосы	228
5.3. Подогрев питательной воды	233
5.4. Сепараторы-пароперегреватели	239
Контрольные вопросы и задачи	241

Часть вторая

КОНСТРУКЦИИ ПАРОВЫХ ТУРБИН ДЛЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Глава шестая. Конденсационные турбины

6.1. Типы паровых турбин	242
6.2. Турбины Ленинградского металлургического завода	245
6.3. Турбины Харьковского турбинного завода	300
Контрольные вопросы и задачи	360

Глава седьмая. Теплофикационные турбины	361	10.6. Нормы допустимой вибрации турбоагрегатов	508
7.1. Показатели экономичности теплофикационных турбин и ТЭЦ	361	Контрольные вопросы и задачи	510
7.2. Особенности турбин с противодавлением	363	Глава одиннадцатая. Неполадки и аварии узлов и деталей паровых турбин	511
7.3. Конструкции турбин с противодавлением	364	11.1. Водяные удары, попадание в турбину воды и холодного пара	511
7.4. Особенности ПТУ и турбин с регулируемым отбором пара	381	11.2. Аварии лопаток	514
7.5. Конструкции турбин ТМЗ с регулируемым отбором пара	385	11.3. Разрушения и повреждения цельнокованных роторов и валов	527
7.6. Конструкции турбин ЛМЗ с регулируемым отбором пара	418	11.4. Разрушение дисков	531
7.7. Турбины с регулируемым отбором пара и противодавлением	423	11.5. Вибрация дисков	533
7.8. Турбины с двумя регулируемыми отборами пара	425	11.6. Прогнбы диафрагм	535
7.9. Использование конденсационных турбин для теплофикации	438	11.7. Повреждения корпусов	535
Контрольные вопросы и задачи	440	11.8. Аварии и неполадки подшипников	540
Глава восьмая. Паровые турбины для привода питательных насосов и воздухоподогревателей котлов	440	11.9. Аварии и неполадки систем парораспределения, автоматического регулирования и защиты	542
8.1. Использование турбин для привода питательных насосов	440	11.10. Стеснение тепловых расширений турбины на фундаменте	546
8.2. Конструкции приводных турбин Калужского турбинного завода	445	Контрольные вопросы и задачи	551
Контрольные вопросы и задачи	454	Глава двенадцатая. Обслуживание паровой турбины и паротурбинной установки при нормальной работе	552
Часть третья		12.1. Задачи обслуживания	552
ОСНОВЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК		12.2. Обслуживание систем защиты и регулирования	552
Глава девятая. Стационарные и нестационарные режимы работы турбин и турбинных установок	455	12.3. Обслуживание системы маслоснабжения и смазки	559
9.1. Надежность и экономичность — основные принципы эксплуатации	455	12.4. Наблюдение за работающей турбиной	560
9.2. Классификация режимов работы турбинных установок	457	12.5. Отложения в турбинах и борьба с ними	563
9.3. Работа турбины при переменном пропуске пара	459	12.6. Неполадки в работе конденсационной установки	566
9.4. Диаграммы режимов турбин	468	Контрольные вопросы и задачи	572
9.5. Работа турбины при отклонении параметров свежего пара и пара промежуточного перегрева от номинальных	471	Глава тринадцатая. Пуск турбин из холодного состояния	573
9.6. Работа турбины при переменном давлении в конденсаторе	474	13.1. Классификация пусков и основной принцип их проведения	573
9.7. Явления, возникающие в турбине при нестационарных режимах	478	13.2. Неполадки и дефекты, препятствующие пуску	573
Контрольные вопросы и задачи	483	13.3. Пуск неблочных ПТУ из холодного состояния	575
Глава десятая. Вибрационная надежность турбоагрегата	484	13.4. Пуск блочных паротурбинных установок ТЭС	583
10.1. Понятие о вибрации	484	13.5. Пуск блочных паротурбинных установок АЭС	594
10.2. Вибрация турбоагрегата и ее последствия	485	Контрольные вопросы и задачи	601
10.3. Вибрация оборотной частоты	487	Глава четырнадцатая. Остановка турбины и ее пуск из горячего и неустойчивого состояний	601
10.4. Низкочастотная вибрация	497	14.1. Явления, возникающие в турбине при снижении нагрузки и остановке	601
10.5. Высокочастотные вибрации турбоагрегатов	507	14.2. Остановка турбины в горячий резерв	603
		14.3. Выбег ротора	605
		14.4. Остановка турбины с расхолаживанием	607
			639

14.5. Аварийная остановка турбоагрегата	609	15.2. Работа ТЭС в условиях переменного графика нагрузки	620
14.6. Остывание турбины и элементов блока при остановке в горячий резерв	611	15.3. Понятие о маневренности энергоблока и паровой турбины	621
14.7. Уход за остановленной турбиной	612	15.4. Факторы, определяющие маневренность турбоагрегата	624
14.8. Пуск неблочной ПТУ из горячего и неостывшего состояний	613	15.5. Повышение маневренности турбоустановок и их перевод в режим частых пусков и остановок	629
14.9. Пуск блоков из горячего и неостывшего состояний	615	15.6. Моторный режим	630
Контрольные вопросы и задачи	617	Контрольные вопросы и задачи	631
Глава пятнадцатая. Маневренность паровых турбин и паротурбинных установок	618	Приложение 1. Основные условные графические обозначения	633
15.1. Графики электрической нагрузки и способы их покрытия	618	Приложение 2. Единицы физических величин	634
		Список рекомендуемой литературы	636

Производственное издание

Трухний Алексей Данилович

СТАЦИОНАРНЫЕ ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

Заведующий редакцией *И. В. Волобуева*

Редактор *В. Г. Фейман*

Редактор издательства *М. И. Кузнецова*

Художественные редакторы *В. А. Гозак-Хозак, Г. И. Панфилова*

Технические редакторы *Н. П. Собакина, В. В. Хапаева*

Корректор *М. Г. Гулина*

ИБ № 2098

Сдано в набор 16.01.89. Подписано в печать 21.12.89. Т-18251. Формат 70×100¹/₁₆. Бумага офсетная № 2. Гарнитура литературная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 52,0. Усл. кр.-отг. 104,0. Уч.-изд. л. 53,42. Тираж 10 500 экз. Заказ 27. Цена 3 р. 10 к.

Энергоатомиздат. 113114 Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Ленинградская типография № 2 годовное предприятие ордена Трудового Красного Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой Государственного комитета СССР по печати. 198052, г. Ленинград, Л-52, Измайловский пр., 29.